AUS DER PROTHETISCHEN ABTEILUNG DER POLIKLINIK UND
KLINIK FÜR ZAHN-, MUND- UND KIEFERKRANKHEITEN
-WESTDEUTSCHE KIEFERKLINIK - DER UNIVERSITÄT DÜSSELDORF
Direktor: Prof. Dr. Hermann Böttger

Untersuchung der Haft- und Gleitreibungskräfte an teleskopierenden Prothesenankern im Dauerverschleißversuch

Dissertation
zur Erlangung des Grades Doktor der Zahnmedizin
der Medizinischen Fakultät der Universität Düsseldorf

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Martin Röper

1982

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41535714_0041

Aus der Prothetischen Abteilung der Poliklinik und
Klinik für Zahn-, Mund- und Kieferkrankheiten
- Westdeutsche Kieferklinik - der Universität Düsseldorf
Direktor: Prof.Dr. Hermann Böttger

Untersuchung der Haft- und Gleitreibungskräfte an teleskopierenden Prothesenankern im Dauerverschleißversuch

Dissertation
zur Erlangung des Grades Doktor der Zahnmedizin
der Medizinischen Fakultät der Universität Düsseldorf

vorgelegt von

Dipl. Ing. Martin Röper

1982

Gedruckt mit Genehmigung der Medizinischen Fakultät
der Universität Düsseldorf

Der Dekan
der Medizinischen Fakultät
der Universität Düsseldorf

gez.: Prof. Dr. med.
Gunther Arnold

Referent

gez.: Prof.Dr.med.dent.
Hermann Böttger

Korreferent

gez.: Prof. Dr. med.
Bernd Reil - Ahlers

Herrn Prof.Dr.Dr. Hermann Böttger danke ich für die Überlassung des Themas und für seine Unterstützung, die die Durchführung dieser Arbeit ermöglicht hat.

Weiterhin gilt mein Dank Herrn Dr. U. Stüttgen für seine stete Hilfsbereitschaft und seine wertvollen Anregungen.

Mein Dank gilt ferner Herrn Prof.Dr. J.O. Arndt von der Abteilung für experimentelle Anaesthesiologie für die Überlassung der Meßgeräte und Herrn Ing.grad. Krossa für die Beratung bei meßtechnischen Fragen.

UNIV. LEIDEN MED.

Meinem Doktorvater Herrn Prof.Dr.med.dent.
Dr.med.dent.h.c. Hermann Böttger
und
meiner Frau Almut
in Dankbarkeit gewidmet

Inhaltsverzeichnis

		Seite
1.	Einführung	1
2.	Physikalische Grundlagen zur Entstehung von Reibung und Verschleiß	3
2.1.	Oberflächengeometrie und Passung von teleskopierenden Prothesenankern	3
2.2.	Reibung, Friktion	6
2.3.	Haftreibung, Gleitreibung	9
2.4.	Verschleiß	10
3.	Bisherige Untersuchungen von Reibkräften an teleskopierenden Prothesenankern	16
4.	Eigene Untersuchungen der Haft- und Gleitreibungskraft an teleskopierenden Prothesenankern	23
4.1.	Versuchseinrichtung und Versuchsdurchführung	23
4.1.1.	Darstellung der Versuchseinrichtung	24
4.1.2.	Aufbau der Meßtechnik	27
4.1.3.	Vorversuche	32
4.1.3.1.	Vermessung der Versuchseinrichtung	32

		Seite
4.1.3.2.	Justierung der Versuchsteile	34
4.1.3.3.	Erprobung der Versuchseinrichtung	35
4.2.	Prüfkörper	39
4.3.	Versuchsergebnisse	40
5.	Diskussion der Untersuchungsmethode	75
6.	Zusammenfassung	78
7.	Literaturverzeichnis	79

1. Einführung

Zur Erhaltung des Restgebisses und zur Aufrechterhaltung einer einwandfreien Kaufunktion ist der prothetische Ersatz der verlorengegangenen Zähne nötig. Sowohl Lokalisation und Größe der entstandenen Lücken als auch die Beschaffenheit der Pfeilerzähne lassen häufig eine Versorgung mit festsitzendem Zahnersatz nicht zu. Für die dann erforderlich werdenden herausnehmbaren Brücken und/oder Teilprothesen stehen verschiedenartigste Halte- und Stützelemente zur Verfügung. Nach H. Böttger (1,2,3) können die teleskopierenden Anker als die wohl zweckmäßigsten Befestigungselemente für den herausnehmbaren Zahnersatz angesehen werden.

Der Vorteil der teleskopierenden Anker gegenüber anderen Halte- und Stützelementen wie gebogenen oder gegossenen Klammern liegt darin, daß der Pfeilerzahn, abgesehen von der gewählten Einschubrichtung, durch den Formschluß zwischen Primäranker und Sekundäranker starr körperlich gefaßt wird. Beim Kauvorgang auftretende Schubkräfte führen nicht zu einer Kippung der Zähne in den Alveolen; der Zahnersatz selbst liegt ruhig. Sowohl beim Einsetzen und Herausnehmen des Zahnersatzes als auch beim Kauvorgang selbst treten fast ausschließlich Kräfte in Richtung der Zahnachse auf. Diese Art der Beanspruchung der Zahnstütz-, Kieferkamm- und Gaumengewebe durch den teleskopierenden Zahnersatz stellt für diese Gewebe einen funktionellen Reiz dar, der sie erst für die Aufnahme eines Zahnersatzes geeignet macht (H. Böttger, K. Häupl (1,5)).

Nach H. Böttger (2,6) kann man die verschiedenen teleskopierenden Anker aufgrund gemeinsamer Merkmale unter dem Begriff

Teleskopsystem zusammenfassen. Kennzeichnend ist, daß jeder Anker aus zwei Teilen besteht, dem Primäranker oder Innenteleskop, der am Zahn befestigt ist, und dem Sekundäranker oder Außenteleskop, das den herausnehmbaren Zahnersatz mit dem Primäranker verbindet. Alle Flächen der Primäranker, die mit dem Sekundäranker teleskopieren sollen, müssen entsprechend einer gemeinsamen Einschubrichtung parallelisiert werden. Bezüglich dieser Einschubrichtung sind Primär- und Sekundäranker im zusammengefügten Zustand dann kraftschlüssig miteinander verbunden.

In der vorliegenden Arbeit wurde das Verhalten dieser kraftschlüssigen Verbindung zwischen Primär- und Sekundäranker im Dauerverschleißversuch untersucht. Für diese Versuche wurde eine Versuchseinrichtung konzipiert und gebaut, die die besonderen Anforderungen bei der Untersuchung parallelwandiger teleskopierender Anker berücksichtigt. Die Versuchseinrichtung wurde meßtechnisch so ausgerüstet, daß die beim Fügen und Trennen der Teleskopteile auftretenden Haft- und Gleitreibungskräfte kontinuierlich aufgezeichnet und in Form von Kraft-Weg-Diagrammen wiedergegeben werden konnten.
Weiterhin wurde die Veränderung der Reibkräfte im Dauerverschleißversuch erfaßt.

2. Physikalische Grundlagen zur Entstehung von Reibung und Verschleiß

2.1. Oberflächengeometrie und Passung von teleskopierenden Prothesenankern

Unter der realen Oberfläche eines festen Körpers versteht man nach DIN 4760 die Begrenzungsfläche, die diesen Körper vom umgebenden Raum trennt. Diese reale Oberfläche ist im Gegensatz zur geometrisch idealen glatten Oberfläche durch periodisch wiederkehrende Erhebungen -Wellen- gekennzeichnet, die durch Rauheiten wie Riefen, Rillen u.ä. überlagert sind.

Die Rauhtiefe gibt die Größe der Abweichungen der realen Oberfläche von der idealen an und ist damit ein Maß für die Qualität von Oberflächen. Die besten metallischen Oberflächen haben nach I.W. Kragelski (18) eine Rauhtiefe von 0,04 - 0,06 µm. Nach Untersuchungen von Drummer (10) liegt die erreichbare Rauhtiefe von teleskopierenden Prothesenankern für das Primärteil in der Größenordnung von 5 µm und für das Sekundärteil von 15 µm.

Diese Abweichungen von der idealen Oberflächengeometrie bedeuten, daß sich Primär- und Sekundäranker in Form eines Vielpunktkontaktes berühren (H. Böttger (7)). Die Größe und Anzahl der Berührungspunkte ist bei gegebener Oberfläche nur von der Normalkraft, mit der die Flächen zusammengedrückt werden, abhängig.
Zu Beginn der Berührung befinden sich nur drei Punkte in Kontakt. Die Normalkraft erzeugt in den drei Berührungspunkten eine Spannung oberhalb der Fließgrenze des Werkstoffes. Es kommt zu einer plastischen Verformung der Wellen, die die Berührungspunkte tragen. Die Oberflächen nähern sich weiter an, so daß neue Punkte in Kontakt kommen.

Dieser Prozeß wiederholt sich so lange, bis durch Vergrößerung der Kontaktfläche die Spannung soweit reduziert wird, daß sie in keinem Punkt die Elastizitätsgrenze des Werkstoffes überschreitet. Die Rauheiten der Oberflächen werden also beim Fügen entweder plastisch deformiert und gleichzeitig verfestigt oder elastisch deformiert. Die Wellen weisen aufgrund ihrer größeren Fläche nur elastische Deformationen auf.

Die Größe der Normalkraft, die durch Annäherung der Oberflächen eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Primäranker und Sekundäranker bewirkt, ist abhängig von der Passung zwischen den Teilen. Ist der Primäranker im Durchmesser kleiner als der Sekundäranker, so hat die Passung ein positives Spiel. Es existiert keine kraftschlüssige Verbindung, die Teile bewegen sich lose ineinander. Ist der Primäranker im Durchmesser größer als der Sekunäderanker, hat die Passung ein negatives Spiel. Die Teile lassen sich nur unter Kraftaufwand fügen; es existiert eine kraftschlüssige Verbindung. Für teleskopierende Anker ist also immer eine Preßpassung mit negativem Spiel der Teile nötig. Die Größe der Kraft zum Fügen oder Trennen der Teile ist nur abhängig von der Größe des negativen Passungsspieles. Die Kraft selbst ist eine Folge der elastischen Aufweitung des Sekundärankers.

Bei kleinem negativen Passungsspiel muß der Sekundäranker beim Fügen nur um ein geringes Maß elastisch aufgeweitet werden, wozu eine Einführungsschräge am Innen- oder Außenteil nötig ist. Die daraus resultierende Normalkraft in den Berührungspunkten bleibt so niedrig, daß die plastisch verformten und damit verfestigten Berührungspunkte kaum in die andere Oberfläche eindringen können. Die Teile lassen sich ohne Beschädigung der Oberflächen und damit der Anker selbst mit geringem Kraftaufwand fügen und trennen. Mit größer wer-

dendem negativen Passungsspiel vergrößert sich auch die Normalkraft und damit die Pressung in der Paßfuge, der Kraftaufwand zum Fügen und Trennen der Teile nimmt zu. Die Oberflächen dringen mit ihren Unebenheiten tiefer ineinander ein, bis schließlich die Anker durch Freßerscheinungen und Mikrozerspanung zerstört werden.
Die Größenordnung des negativen Spieles und der Haftkraft läßt sich unter folgenden Annahmen nach Dubbel (11) berechnen:

1. Der teleskopierende Anker soll rund sein. Sein Ø sei 6 mm.
2. Der Primäranker wird als Vollwelle betrachtet.
3. Das negative Passungsspiel sei 1 µm.
4. Die Wandstärke des Sekundärteiles sei 0,4 mm.
5. Die teleskopierende Länge sei 3,5 mm.
6. Die Oberflächen haben ideale geometrische Gestalt.

Unter diesen etwas vereinfachenden Annahmen ergibt sich bei einem Übermaß des Primärankers von 1µm eine Haftkraft von ca. 550p. In diese Berechnung ging entsprechend der Goldlegierung Degulor M der E-Modul mit 9500kp/mm^2 ein (Schwickerath (22)).
Da eine Haftkraft von 500p pro Anker nach Angaben von H. Böttger, K.H. Körber nicht überschritten werden soll, ist der Zahntechniker gezwungen, den Sekundäranker dem Primäranker mit einem negativen Spiel kleiner als 1µm anzupassen. Das erscheint kaum möglich, da man in der Technik davon ausgeht, daß Bohrungen, die einseitig geschlossen sind, nur mit einer Toleranzgüte IT 4, das sind 3µm, mit vertretbarem Aufwand einer Welle angepaßt werden können.

Dieser scheinbare Widerspruch läßt sich jedoch unter Berücksichtigung der realen Oberflächen teleskopierender Anker klären. Die beim Fügen dieser Teile auftretenden elastischen und elastisch-plastischen Verformungen in der Mikrogeometrie

der Oberflächen erlauben es dem Zahntechniker, die Teile mit einem erheblich größeren negativen Spiel anzufertigen, ohne daß die Normalkraft und damit auch die Reibkraft über ein zulässiges Maß ansteigt. Es erscheint deshalb auch nicht sinnvoll, bei der Herstellung teleskopierender Prothesenanker möglichst ideale glatte Oberflächen anzustreben, da mit geringer werdender Rauhtiefe die Herstellung einer korrekten Passung immer aufwendiger und problematischer wird.

2.2. Reibung, Friktion

Nach der DIN-Norm 50281 ist Reibung ein mechanischer Widerstand (Verlust an mechanischer Energie), der eine Relationsbewegung einander berührender Körper hemmt (Bewegungsreibung) oder verhindert (Haftreibung).
Unter Haftreibung versteht man die Reibung zwischen relativ zueinander ruhenden Körpern, bei denen die angreifende Kraft nicht ausreicht, um eine Relationsbewegung hervorzurufen. Als Bewegungs- oder Gleitreibung wird die Reibung zwischen relativ zueinander bewegten Körpern bezeichnet. Die angreifende Kraft ist größer als die hemmende Reibkraft zwischen den Oberflächen.

Ausgehend von obiger rein phänomenologischer Definition ist für das Auftreten von Reibung eine Berührung der Oberflächen nötig, wie es beim Teleskopsystem in Form eines Vielpunktkontaktes geschieht. Die einzelnen Berührungspunkte stellen Friktionsverbindungen dar, die nach I.W. Kragelski (18) definiert werden als Berührungsstellen, die gebildet werden, existieren und bei gleichzeitiger Wirkung normaler und tangentialer Kräfte wieder verschwinden. Die Summe aller Friktionsverbindungen wird als Reibkontakt bezeichnet.

Die Eigenschaften der einzelnen Friktionsverbindung und damit auch die des Reibkontaktes sind von grundlegender Bedeutung für das Wesen der Reibung, da in (18) als Reibung der Widerstand bezeichnet wird, der zur Überwindung der Friktionsverbindung nötig ist. Die Reibkraft ist dementsprechend die Tangentialkraft auf der Berührungsfläche zweier Körper, die zur Zerstörung der Friktionsverbindungen überwunden werden muß.

Über das Wesen der Reibung existieren mehrere Theorien, wovon jede nur einen Teilbereich erklären kann. Am universellsten scheint die von I.W. Kragelski (19) entwickelte Theorie zu sein, die von einer molekular - mechanischen oder adhäsiven und deformativen Natur der Reibung ausgeht. Der mechanische oder deformative Charakter der Reibung ist durch die gegenseitige Durchdringung der realen Oberflächen beim Fügen gegeben. Je nach Höhe der einzelnen Unebenheiten dringen diese verschieden tief in die Oberfläche ein und verformen und verfestigen sich dabei unterschiedlich stark. Durch diese Inhomogenitäten in der Härte einzelner Friktionsverbindungen entstehen bei der Tangentialbewegung Kratzer oder Riefen, wie man sie auch auf in Gebrauch befindlichen Primärteilen teleskopierender Anker findet. Die Entstehung der Kratzer wird nach dieser Theorie dadurch erklärt, daß der Werkstoff vor der sich bewegenden Unebenheit zu einem Kamm aufgeworfen und anschließend zur Seite gedrängt wird. Der Werkstoff wird vor der Unebeneheit teils elastisch teils plastisch deformiert.
Beim erneuten Durchfahren des Kratzers wird vor der Unebenheit wieder ein diesmal jedoch kleinerer Kamm aufgeworfen und zur Seite verdrängt, wobei der Werkstoff jedoch nur elastisch deformiert wird. Der Kratzer vergrößert sich zunächst nicht weiter. Die Reibung wird somit gedeutet als die Arbeit, die zur wiederholten Umdeformation eines oberflächlichen Werkstoffvolumens durch eine bewegte Unebenheit

nötig ist.

Der molekulare oder adhäsive Charakter der Reibung ergibt sich aus der Wechselwirkung einander stark genäherter Moleküle. Einen sehr geringen Abstand der Oberflächen und damit der Moleküle erzeugt man im Reibkontakt, wenn eine Unebenheit in die andere Oberfläche eindringt. Durch die elastisch-plastische Verformung der Metalloberfläche werden die auf jeder metallischen Oberfläche vorhandenen Schutzfilme zerstört. Die reinen ungeschützten Oberflächen können so bis auf Molekülabstand genähert werden. Es bilden sich zwischen den angenäherten Molekülen Adhäsionsverbindungen in Form von Atombindungen aus, die auch häufig als Kaltschweißverbindungen bezeichnet werden. Die Reibung wird dementsprechend nach F.P. Bowden, D. Tabor (8) verursacht durch den Widerstand beim Abscheren von Brücken, die beim Kaltverschweißen von in Kontakt gebrachten Körpern entstehen.

Die das Wesen der Reibung bestimmenden Reibkontakte sind in den Oberflächen der Reibpartner lokalisiert. Es erscheint nach I.W. Kragelski (18) zweckmäßig, den Reibkontakt als einen "dritten Körper" zwischen den beiden Reibflächen zu betrachten. Nach dieser Vorstellung wird der "dritte Körper" aus den diskreten Kontaktpunkten der sich berührenden Oberflächen, den Friktionsverbindungen, gebildet. Eine Besonderheit dieses gedachten Körpers ist, daß seine Elemente, die Friktionsverbindungen, beim Gleiten dauernd zerstört und neugebildet werden. Die Kraft für die Zerstörungs- und Neubildungsprozesse beim Gleiten ist die Reibkraft. Die Reibkraft selbst ist proportional zur Normalkraft. Der Proportionalitätsfaktor ist der Koeffizient der Reibung γ. Es ist

$$\text{Reibkraft} = \gamma \cdot \text{Normalkraft}$$ (Columb'sches Reibungsgesetz)

Wie für jeden anderen Körper kann man auch für den sogenannten "dritten Körper" eine Spannungs-Dehnungs-Abhängigkeit entsprechend Abb. 1 angeben. In diesem Fall entspricht die Dehnung einer Verschiebung und die Spannung der Tangential- oder Reibkraft. Diese Spannungs-Dehnungs-Charakteristik bedeutet für eine kraftschlüssige Verbindung, wie sie auch beim Teleskopsystem vorliegt, daß sie in der Lage ist, einer angreifenden Kraft bis zu einer gewissen Grenze allein durch elastische Verformung zu widerstehen. Erst nach Überschreiten dieser durch äußere Bedingungen wie Werkstoffpaarung, Normalkraft, Oberflächengüte bestimmten Grenze setzt ein Fließen des "dritten Körpers" und dementsprechend die Gleitreibung ein. Eine kraftschlüssige Verbindung läßt sich erst nach Überwinden einer Haftgrenze lösen, wobei die Teile bis dahin in relativer Ruhe zu einander bleiben.

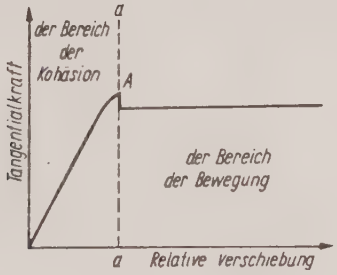


Abb. 1: Prinzipielle Abhängigkeit der Anfangsverschiebung von der Tangentialkraft (nach I.W. Kragelski (18))

2.3. Haftreibung, Gleitreibung

Für den Fall der trockenen Reibung, d.h. es befindet sich kein Schmiermittel zwischen den Oberflächen der Reibpartner, gilt das in Abb. 1 dargestellte Reibkraft-Verschiebungs-Diagramm. Es zeigt für die Übergangsphase von der Haftreibung zur Gleitreibung einen deutlichen Abfall der Reibkraft. Dies entspricht auch dem aus der Technik bekannten Phänomen, daß die durch eine kraftschlüssige Verbindung übertragbaren Kräfte in dem Moment abnehmen, wo die Grenze der Haftreibung überschritten wird. In bezug auf das Teleskopsystem bedeutet dieses Phänomen, daß sich Primär- und Sekundäranker trotz eines festen Sitzes im Ruhezustand nach Überwinden der Haftgrenze relativ leichter trennen lassen.

Obwohl diese Erscheinung in vielen Bereichen der Technik auftritt, konnten bis jetzt die Ursachen noch nicht völlig geklärt werden. Zwei Eigenschaften des Reibkontaktes scheinen jedoch eine große Bedeutung zu haben. Zum einen konnte nachgewiesen werden, daß die Größe der Reibkraft mit der Größe der Relativgeschwindigkeit zwischen den Teilen abnimmt. Zum anderen zeigte sich, daß die Größe der Haftreibungskraft mit der Zeitdauer des unbewegten Kontaktes ansteigt, wobei sie sich ausgehend von einem Anfangswert asymptotisch einem Maximalwert nähert. Das heißt für einen teleskopierenden Anker, daß die Haftkraft während der Tragezeit, einen Stadium der relativen Ruhe, ihren Maximalwert erreichen kann. Soll dieser Anker gelöst werden, so wird die Reibkraft nach Überschreiten der Haftgrenze durch zwei Faktoren erniedrigt:

1. Der Übergang von der Haftreibung zur Gleitreibung ist gekennzeichnet durch einen kurzzeitig hohen Wert der Relativgeschwindigkeit zwischen den Teilen. Die hohe Relativgeschwindigkeit ergibt sich aufgrund der Spannungs-Dehnungs-Charakteristik des "dritten Körpers", da die elastisch deformierten Kontaktbereiche, ähnlich einer ge-

spannten Feder, in ihre Ruhelage zurückschnellen.

2. Bei der einsetzenden Gleitreibung werden die Kontaktbereiche dauernd zerstört und neugebildet. Die Zeitdauer des unbewegten Kontaktes wird sehr kurz. Die Reibkraft kann nicht mehr ihren Maximalwert erreichen; ihre Größe liegt auf dem niedrigeren Niveau des Anfangswertes.

Schmiermittel zwischen den Oberflächen der Reibpartner, wie z.B. der Speichel beim Teleskopsystem, verringern die Größe der Reibkraft. Auf den prinzipiellen Verlauf des in Abb. 1 dargestellten Reibkraft-Verschiebungs-Diagramms haben dünne Schmierfilme keinen Einfluß. Mit zunehmender Dicke des Schmierfilmes gewinnen jedoch die tribologischen Eigenschaften des Schmiermittels an Bedeutung für den Reibkontakt. Für den Fall der flüssigen Reibung, bei der der Schmierfilm so dick ist, daß sich die Oberflächen der Reibpartner nicht mehr berühren, bestimmen die Eigenschaften des Schmiermittels allein die Gesetzmäßigkeiten des Reibkontaktes. Beim Teleskopsystem liegt in den punktförmigen Kontaktstellen jedoch nur ein sehr dünner Schmierfilm vor, so daß der in Abb. 1 dargestellte Zusammenhang für diese Reibverbindung angenommen werden kann.

2.4. Verschleiß

In der DIN-Norm 50320 wird für den Verschleiß folgende Definition gegeben:
"Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers".
Diese Definition zeigt, daß ein Verschleiß der Reibpartner erst beginnt, wenn eine Relativbewegung zwischen den Teilen vorhanden ist; d.h., der Verschleiß ist eine Folge der Verletzung von Friktionsverbindungen. Beim Verschleiß handelt

es sich jedoch nicht um eine annähernd konstante Werkstoffeigenschaft der Reibpartner. Der Verschleiß muß vielmehr als eine Eigenschaft des "dritten Körpers" angesehen werden, die durch das Zusammenwirken aller am Verschleiß beteiligten Bauteile und Stoffe unter einem variablen Belastungskollektiv bedingt ist.

Entsprechend der adhäsiv deformativen Natur der Reibung kann man auch den Verschleiß einteilen in Verschleiß aufgrund molekularer Wechselwirkungen zwischen den Oberflächen und Verschleiß aufgrund mechanischer Beanspruchung der Oberflächen. Entscheidend für den Verschleiß durch molekulare Wechselwirkung ist nach I.W. Kragelski (18) der Gradient der mechanischen Eigenschaften in den oberflächlichen Werkstoffschichten der Reibpartner

$$\frac{d\,\sigma_x}{dz}$$

mit

σ_x Zerstörspannung in Richtung der Berührungsfläche

z Koordinatenrichtung senkrecht zur Berührungsfläche

Ist dieser Gradient größer als 0, bedeutet das, daß die Festigkeit der oberflächlichen Werkstoffschichten mit größer werdendem Abstand von der Oberfläche zunimmt. Ist er kleiner als 0, nimmt die Festigkeit mit dem Abstand von der Oberfläche ab.
Bei den meisten metallischen Werkstoffen liegt ein positiver Gradient der mechanischen Eigenschaften vor, der durch einen charakteristischen Aufbau der Oberflächenbereiche me-

tallischer Werkstoffe entsprechend Abb. 2 gegeben ist.

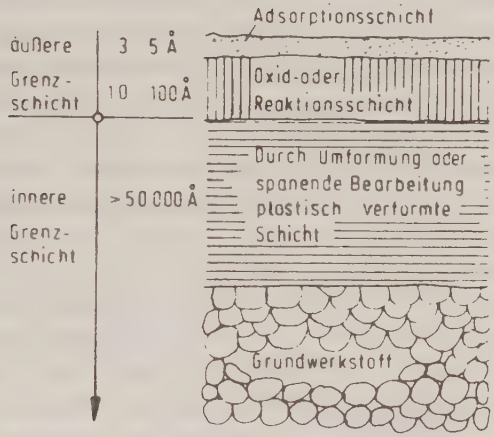


Abb. 2: Aufbau der Oberflächenbereiche von metallischen Werkstoffen (nach K.H. Habig (13))

Die oberste Adsorbtionsschicht, die nach K.H. Habig (13) aus Wasserstoff-, Sauerstoff- oder organischen Molekülen des umgebenden Mediums bestehen kann, wirkt als Schutzfilm und verhindert das Kaltverschweißen der Reibpartner. Wird dieser Schutzfilm z B. durch plastische Deformationen durchbrochen, können sich zwischen den freigelegten Oxidschichten der Reibpartner Adhäsionsverbindungen ausbilden. Die Festigkeit der Oxidschicht ist jedoch geringer als die Festigkeit der unter ihr liegenden Werkstoffschicht. Bei der Zerstörung von Friktionsverbindungen während der Gleitreibung wird somit nur die Oxidschicht vom Grundwerkstoff abgelöst. Der Verschleiß ist die Folge der Entfernung von Oxidschichten.
Der Verschleiß durch mechanische Beanspruchung der Oberflächen wird durch eine Ermüdungstheorie erklärt. Ausgehend von der Tatsache, daß jede Unebenheit beim Gleiten eine Welle

vor sich herschiebt, und die Reibung das Ergebnis einer Umdeformation von oberflächlichen Werkstoffschichten ist, unterliegen die Kontaktbereiche ständigen Zug-Druck-Spannungen. Diese Wechselbelastung führt zu einer Ermüdung der oberflächlichen Werkstoffschichten. Ausgehend von Inhomogenitäten wie Poren, Lunkern usw. bilden sich Ermüdungsrisse. Überschneiden sich mehrere Risse, so können Verschleißteilchen aus der Oberfläche herausgelöst werden. Der Verschleiß ist damit das Ergebnis einer Ermüdung der Werkstoffoberfläche.

Bestätigt wird diese Theorie durch die "Inkubationsperiode" (18) im Dauerverschleißversuch. Der Verschleiß der Reibpartner nimmt nicht kontinuierlich zu. Es wechseln sich vielmehr Phasen relativer Verschleißarmut mit Phasen hohen Verschleißes ab. In den Phasen niedrigen Verschleißes ermüdet die Werkstoffoberfläche, die Anzahl der Defekte wächst. In den Phasen hohen Verschleißes wird durch Rißwachstum und Überschneiden von Rissen die ermüdete Werkstoffoberfläche abgetragen.

Schutzschichten oder Schmiermittel, wie sie der Speichel für das Teleskopsystem darstellt, schützen die Oberfläche durch die Bildung eines positiven Gradienten der mechanischen Eigenschaften. Die Beanspruchung der Oberflächen durch mechanische Wechselspannungen können sie nicht verhindern. Sie verringern aber die Höhe der mechanischen Belastung der Oberfläche durch eine Reduzierung der Reibkraft. Geschmierte Reibpaarungen zeigen deshalb erst später Verschleißerscheinungen, da der Werkstoff die geringere Belastung länger ohne Ermüdung ertragen kann. Eine Verschleißfreiheit ist jedoch nicht zu erreichen, da auch geringste Wechsellasten bei entsprechend langer Beanspruchungsdauer zur Ermüdung führen.

Wie schon oben angeführt, stellt der Verschleiß keine einheitliche Werkstoffkenngröße sondern eine Systemeigenschaft dar. Zur Klassifizierung des Verschleißes kann man u.a. nach I.W. Kragelski (18) die Art der Verletzung von Friktionsverbindungen heranziehen, da der Verschleiß selbst eine Folge der Zerstörung von Friktionsverbindungen bei der Gleitreibung ist.
Entsprechend Abb. 3 kann man 5 Arten der Zerstörung von Friktionsverbindungen und damit 5 Verschleißmechanismen unterscheiden. Der Verschleißmechanismus 1. Art hängt nur von der Größe der mechanischen Belastung der Oberflächen ab. Bei

Charakter der Deformation	elastische Verdrängung des Werkstoffs	plastische Verdrängung (Umdeformation) des Werkstoffs	Schneiden des Werkstoffs	Zerstörung der Haftschichten	Zerstörung des Grundwerkstoffs
Anzahl der Zyklen (n), die zur Zerstörung des Grundwerkstoffs führen	$n \to \infty$	$1 < n < 1$	$n = 1$	$n \to \infty$	$n = 1$

Abb. 3: Grundcharakteristika der Zerstörung von Friktionsverbindungen (nach I.W. Kragelski (18))

geringer Belastung treten in den Friktionsverbindungen nur elastische Deformationen auf. Die Schutzschichten bleiben weitgehend intakt; so daß sich kaum Adhäsionsverbindungen bilden können. Aufgrund des sehr geringen Verschleißes sollte für kraftschlüssige Verbindungen durch geeignete Wahl der Oberflächengröße und Belastung dieser Verschleißmechanismus bei der Gleitreibung angestrebt werden.

Mit steigender Belastung nimmt der Anteil plastischer Deformationen in der Friktionsverbindung zu. Der Verschleißmechanismus 2. Art überwiegt in der kraftschlüssigen Verbindung. Zusätzlich können sich bei plastischer Deformation auch Adhäsionsverbindungen zwischen den Oberflächen bilden. Der Übergang vom Verschleißmechanismus 1. Art zu dem 2. und 3. Art ist somit abhängig von der Belastung und der Größe der Adhäsionskräfte (18). Die Verschleißmechanismen 4. und 5. Art hängen nur vom Gradienten der mechanischen Eigenschaften ab. Bei positivem Gradienten liegt die 4. Art, bei negativem Gradienten die 5. Art vor.

In einer funktionsfähigen kraftschlüssigen Verbindung kann unter den Bedingungen der Gleitreibung nur ein Verschleißmechanismus 1., 2. oder 4. Art überwiegend vorliegen. Der Verschleißmechanismus 3. Art entspricht nicht der Definition des Verschleißes. Hierbei handelt es sich mehr um eine spanabhebende Bearbeitung. Einen Verschleißmechanismus 5. Art bezeichnet man in der Technik auch als "Fressen", was zum sofortigen Ausfall des Bauteiles führt. Die Art der Verletzung von Friktionsverbindungen, die abhängt von der Form der Unebenheiten und ihrer Eindringtiefe, den Werkstoffkenngrößen Fließgrenze und Elastizitätsmodul und den Adhäsionsgrößen, entscheidet somit über die Lebensdauer eines durch Reibung beanspruchten Bauteiles.

3. Bisherige Untersuchungen von Reibkräften an teleskopierenden Prothesenankern

Neben einer Reihe von klinischen Nachuntersuchungen, z.B. von H. Böttger (4), wurden verschiedene Anker des Teleskopsystems experimentellen Laborversuchen unterzogen. So ermittelte K. Lehmann (20) die Änderung der Haftkraft des Brown-Soerensen-Geschiebes in Abhängigkeit von der Belastung, wobei hier unter einer Belastung einmal das Fügen und zum anderen das Trennen der Anker verstanden wird. Zur Ermittlung der Haftkräfte wurde eine Federwaage benutzt. Der Verschleiß wurde mit einer Apparatur bestehend aus Motor, Schubkurbeltrieb und einfachen Gleitführungen geprüft. Die Frage, ob die Apparatur zur Prüfung des Dauerverschleißes auch zur Messung der Haftkraft benutzt wurde, oder ob für jede Haftkraftmessung der Anker ummontiert werden mußte, bleibt offen. Das Ergebnis der Untersuchung wird in Form eines Haftkraftdiagrammes dargestellt. Das Diagramm zeigt, daß die Haftkraft mit zunehmender Anzahl der Belastungen langsamer abnimmt. Nach 3300 Belastungen hat sich die Haftkraft von 355p auf 205p reduziert. Nach 11000 Belastungen beträgt die Haftkraft noch 160p.

E. Dolder (9) untersuchte in einem "Retentionstest" das konfektionierte Steg-Geschiebe. Hülse und Steg befanden sich bei diesem Versuch in einem Wasserbad von konstant 37°C. Die Hülse wurde in einem Kunststoffblock fixiert. Der Steg war mit einer Apparatur verbunden, die ihn 80 mal pro Minute in die Hülse hineinschiebt und wieder herauszieht. Die Haftkraft wurde mit einer Federwaage gemessen. Genauere Angaben zur Untersuchungsmethode werden nicht gemacht. Die Haftkraft bleibt in diesem Versuch während der ersten 100 Abhebungen und Einschiebungen mit 600p konstant. Anschließend sinkt die Haftkraft kontinuierlich ab und erreicht einen Wert von 200p nach 1000 Belastungen.

K. Geginat (12) ermittelte in seinen Untersuchungen die Abhängigkeit der Haftkraft von der Anzahl der Belastungen durch Fügen und Trennen der Teile für eine Reihe unterschiedlicher teleskopierender Anker. Er untersuchte 4 industriell hergestellte Geschiebe, 2 Spezialgeschiebe, 1 McCollum-Attachment und 1 Ney-Chayes-Attachment, 2 teleskopierende Hülsenkronen, 1 teleskopierende Dreiviertelkrone und 1 Rillenschultergeschiebe.
Die Versuchsreihen wurden mit einer Maschine durchgeführt, die im wesentlichen aus Elektromotor, Zahnradgetriebe, Schubkurbelantrieb und einem Gerüst aus 2 Metallblechen, die mit 4 dünnen Wellen verbunden waren, bestand.
Ein Teil des Ankers wurde mit Weichlot an einer Stirnplatte des Gerüstes befestigt, das andere Teil wurde mit dem Querhaupt eines Schlittens weich verlötet, der durch zwei Wellen des Gerüstes geführt und von dem Schubkurbelantrieb in hin- und hergehende Bewegungen versetzt wurde. Die Haftkraftmessungen wurden mit Kontaktoren, die auf dem Prinzip der Federwaage basieren, durchgeführt. In der Abhandlung werden die Probleme der entsprechend der Einschubrichtung achsengerechten Montage der Versuchsteile in die Maschine und die Methode der Kraftmessung nicht erläutert. Die graphische Zusammenstellung der Versuchsergebnisse zeigt, daß die Haftkraft der untersuchten teleskopierenden Anker zu Beginn der Versuche zwischen 160p für die teleskopierende Hülsenkrone und 580p für das Spezialgeschiebe schwankt. Die Änderung der Haftkraft mit der Anzahl der Fügungen und Trennungen zeigt für alle Anker einen prinzipiell gleichen Verlauf. Nach 1000 mal Trennen und Fügen der Anker nimmt die Haftkraft je nach Anker um 10 - 15% ab, anschließend verringert sich die Haftkraft bis zu 10000 Belastungen kaum.

G. Sauer (21) untersuchte neben anderen Verbindungselementen für den herausnehmbaren Zahnersatz das Spezial- und das Präzisionsgeschiebe der Fa. Degussa. Die Geschiebe wurden je-

doch nicht einer Verschleißuntersuchung durch Fügen und Trennen unterzogen, vielmehr wurden sie in einer Wechselbiegemaschine mit einer Biegebeanspruchung belastet, die ihrer Beanspruchung als Halte- und Stützelemente einer Prothese mit 2 Freiendsätteln ähnelt. Dazu wurden jeweils 2 Geschiebe nach Ausrichtung mit einem Parallelometer an eine Trägerplatte angelötet, die zur Montage in die Wechselbiegemaschine dient. Die Auslenkung in der Maschine betrug $2{,}1^{\circ}$. Vor und nach der Belastung wurde die Reibkraft über eine Kraftmeßdose elektrisch gemessen. Dazu wurde das Primärteil auf das Bett einer Fräsmaschine gespannt und das Sekundärteil über die Kraftmeßdose mit der Werkzeugspindel verbunden. Durch Heben der Werkzeugspindel wurde der Anker getrennt. Inwieweit die Einschubrichtung der Teile bei der Montage in die Maschine berücksichtigt wurde, wird nicht mitgeteilt. Die Meßergebnisse zeigen nach 800 000 Biegebeanspruchungen eine Abnahme der Haftkraft um ca. 25% und eine Zunahme der vertikalen Beweglichkeit um ca. 50%. Nach Meinung von G. Sauer ist es jedoch falsch, nur die Haftkraft zur Beurteilung des Retentionsvermögens von Ankern heranzuziehen, weil die Reibkraft, vor allem bei teleskopierenden Ankern, längs eines Weges wirkt, so daß im physikalischen Sinn Arbeit nötig ist, um die Verbindungselemente zu trennen. Die Untersuchung zeigt, daß die Arbeit zum Trennen teleskopierender Anker ca. doppelt so hoch war wie die Arbeit zum Trennen der mituntersuchten Druckknopfanker, obwohl die maximale Haftkraft der Druckknopfanker ca. 3 mal so groß war wie die der Geschiebe. Dieser Sachverhalt stellt einen großen Vorteil des Teleskopsystems gegenüber anderen Verankerungsarten wie Druckknopfankern oder Konuskronen (15,16) dar, weil mit relativ geringerer Haftkraft und damit auch geringerer Belastung des Pfeilerzahnes ein größerer Widerstand gegen ein Trennen der Verankerungselemente erreicht werden kann.

H. Tsuru (23) stellt eine Reihe von Untersuchungsergebnissen vor, ohne auf die Untersuchungsmethode näher einzugehen. Gegenstand der Untersuchungen waren teleskopierende Hülsenkronen. In einer ersten Versuchsreihe ist der Abfall der Haftkraft mit der Anzahl der Belastungen eines Ankers durch Fügen und Trennen dargestellt. Das Diagramm zeigt von 0-400 Belastungen einen stärkeren Abfall der Haftkraft, von 400-1000 Belastungen verläuft die Abnahme relativ langsam. Auffallend ist, daß die Haftkraft zu Beginn der Untersuchungen mit ca. 5000p sehr hoch liegt.

In einer weiteren Versuchsreihe wurde nach jeweils 1, 300 und 800 Belastungen ein Kraft-Weg-Diagramm beim Trennen eines Ankers aufgenommen (Abb. 4).

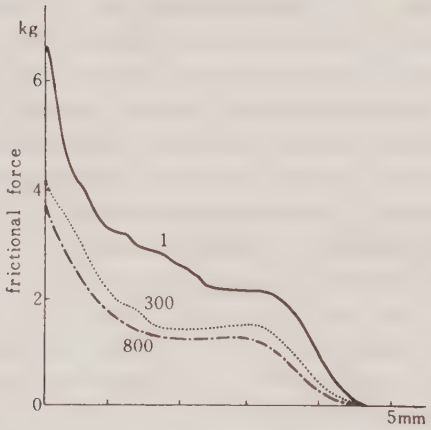
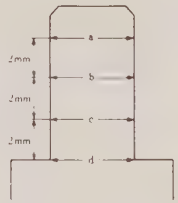


Abb. 4: Kraft-Weg-Diagramm beim Trennen einer teleskopierenden Hülsenkrone (nach H. Tsuru (23))

Der starke Abfall der Gleitreibungskraft kurz vor dem vollständigen Trennen der Ankerteile läßt nach eigenen Erfahrungen auf eine nicht exakte Justierung der Versuchskörper in der Versuchseinrichtung schließen (vgl. Punkt 4.1.3.3., Abb. 14). Auffallend ist auch in dieser Versuchsreihe die hohe Anfangskraft von 6500p.
Aus den beiden vorgestellten Versuchen leitet der Verfasser die Empfehlung ab, teleskopierende Hülsenkronen mit so hoher Anfangshaftkraft herzustellen, daß sie nur mit dem Niethammer zu lösen seien. Die Einstellung der Reibkraft soll dann durch Fügen und Trennen der Teile geschehen, wofür nach den Erfahrungen des Autors ca. 400 Belastungen nötig sind, um eine Haftkraft zwischen 200-1200p zu erreichen.

Zur Vermessung der Geometrie der Primäranker nach einem Dauerverschleißversuch hat Tsuru 4 teleskopierende Hülsenkronen hergestellt, deren Primärteile nach zervikal mit einer rechtwinkligen Stufe gefräst wurden. Von den 4 teleskopierenden Hülsenkronen hatte die Krone A (siehe Abb. 5) schon von Anfang an keine Haftkraft. Die anderen besaßen zu Beginn eine Haftkraft von 1900p (B), 6300p (C) und 7250p(D). Bis zu 400 Belastungen reduzierte sich die Haftkraft wieder sehr stark, um dann bis 1000 Belastungen nur noch relativ wenig abzunehmen. Nach Abschluß der Verschleißuntersuchungen wurden die gefügten Anker zersägt, um die Geometrie des Primärteils und das Passungsspiel zwischen Primärteil und Sekundärteil lichtmikroskopisch vermessen zu können. Das Ergebnis der Vermessung der Primäranker zeigt Abb. 5.
Nur der Primäranker C genügt in etwa der Forderung nach Parallelität der Seitenwände. Die Vermessung des Passungsspieles wurde an 17 vorher festgelegten Meßpunkten durchgeführt. Es ergaben sich als Durchschnittswerte ein Spiel von 34 µm an der Stufe, von 11 µm an den Seitenwänden und von 102 µm an der Okklusalfläche. Auffallend an diesen Meßwerten ist, daß bei einem Spiel an den Seitenwänden sowohl ein Spiel

an der Stufe als auch ein Spiel an der Okklusalfläche bestehen soll. Das würde bedeuten, daß der Anker nicht ganz zusammengeschoben ist oder daß die Meßpunkte ungünstig gewählt wurden und eventuell vorhandene Berührungspunkte nicht erfaßt wurden. Zum zweiten bleibt die Frage offen, wie zwischen Primär- und Sekundäranker eine kraftschlüssige Verbindung existieren soll, wenn beide Teile ringsherum durch einen Spalt voneinander getrennt sind, sich also gar nicht berühren.



試料	A				B				C				D			
	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d
測定値	6.317	6.346	6.349	6.334	5.873	5.920	5.920	5.921	5.636	5.648	5.643	5.636	5.416	5.363	5.274	5.165
平均値 (mm)	6.337				5.909				5.641				5.305			
測定値－平均値	− 0.020	+ 0.009	+ 0.012	− 0.003	− 0.036	+ 0.011	+ 0.011	+ 0.012	− 0.005	+ 0.007	+ 0.002	− 0.005	+ 0.111	+ 0.058	− 0.031	− 0.140

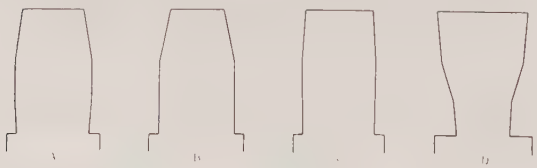


Abb. 5: Vermessung von 4 Primärteilen teleskopierender Hülsenkronen (nach H. Tsuru (23))

Aus diesen Widersprüchen kann man ableiten, daß es sehr problematisch ist, zur Vermessung des Passungsspieles einen ge-

fügten teleskopierenden Anker in einer beliebigen Ebene zu zersägen, und das so vermessene Passungsspiel zur Beurteilung des ganzen Ankers heranzuziehen. Da teleskopierende Anker sich nicht ganzflächig sondern in Form eines Vielpunktkontaktes (H. Böttger (7)) berühren.ist es bei diesem Vorgehen durchaus möglich, daß nur Bereiche angeschnitten werden, die keinen Kontakt haben, obwohl eine Reihe von Berührungsstellen bei einem reibungsbehafteten Anker bestehen müssen. Auch erscheint eine Vermessung mit vorher festgelegten Meßpunkten nicht sinnvoll, da so vorhandene Berührungsstellen nur zufällig und nicht gezielt erfaßt werden können.

Als Ergebnis aller Untersuchungen kann man festhalten, daß die Haftkraft teleskopierender Anker bis zu einer gewissen Anzahl von Belastungen, die zwischen 400 und 3300 schwankt, relativ stark abnimmt, um sich dann auf einen in etwa konstanten Wert einzuspielen. Weiter ist bemerkenswert, daß bei der Wahl und/oder der Beschreibung der Untersuchungsmethode den besonderen Anforderungen, die bei der Untersuchung teleskopierender Anker notwendig sind, wenig Aufmerksamkeit gewidmet wird.

4. Eigene Untersuchungen der Haft- und Gleitreibungskraft an teleskopierenden Prothesenankern

4.1. Versuchseinrichtung und Versuchsdurchführung

Die teleskopierenden Anker haben im Gegensatz zu anderen Ankern, wie Konuskronen oder Druckknopfankern, nur einen Freiheitsgrad in Richtung der gewählten Einschubrichtung. Schon bei geringen Abweichungen von dieser Einschubrichtung wirken beim Fügen und Trennen zusätzliche Kräfte auf die Reibverbindung, die die Versuchsergebnisse erheblich verändern können. Zur Durchführung von Reibkraftmessungen an teleskopierenden Ankern ist deshalb eine Versuchseinrichtung nötig, die folgenden Anforderungen genügen sollte:

1. Die bei der Herstellung des Primärankers vorgegebene Einschubrichtung sollte mit hoher Genauigkeit in die Versuchseinrichtung übernommen werden können. Nach Einbau und Justierung des zu untersuchenden Ankers soll die Versuchseinrichtung in der Lage sein, Primär- und Sekundäranker parallel zur vorgegebenen Einschubrichtung zu fügen und zu trennen.

2. Die Steifigkeit der Konstruktion soll sehr hoch sein, damit die unter Punkt 1 gestellte Anforderung auch unter Last erhalten bleibt.

3. Die Meßelemente sollen so angeordnet sein, daß sich keine Führungsteile zwischen dem zu untersuchenden Anker und den Meßstellen befinden.

4. Antrieb und Lagerung der Führungselemente sollen so ausgelegt sein, daß eine gleichförmige und niedrige Relativgeschwindigkeit zwischen den Ankerteilen erreicht werden kann.

4.1.1. Darstellung der Versuchseinrichtung

Für die Untersuchung teleskopierender Hülsenkronen wurde eine Versuchseinrichtung konzipiert und gebaut, die den unter Punkt 4.1. aufgeführten Anforderungen entsprach. Abb. 6 zeigt die für die Untersuchungen verwendete Dauerverschleißmaschine.

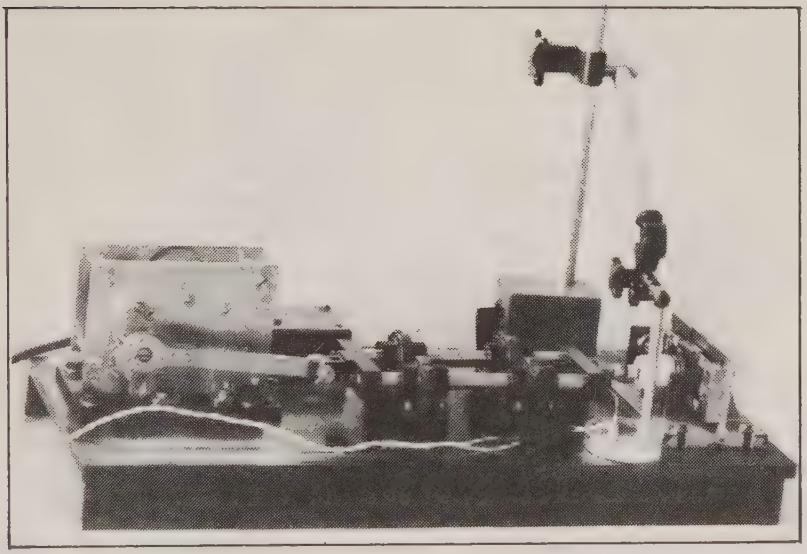


Abb. 6: Dauerverschleißmaschine

Als Basis zur Aufnahme der einzelnen Bauteile diente eine geschliffene und durch Streben verstärkte Stahlplatte (vgl. Abb. 7, Pos. 1). Ein Wechselstrommotor, dessen Drehzahl durch ein Getriebe auf 1/3 Umdrehungen pro Minute reduziert wurde, versetzt über einen Schubkurbelmechanismus mit variabelem Hub

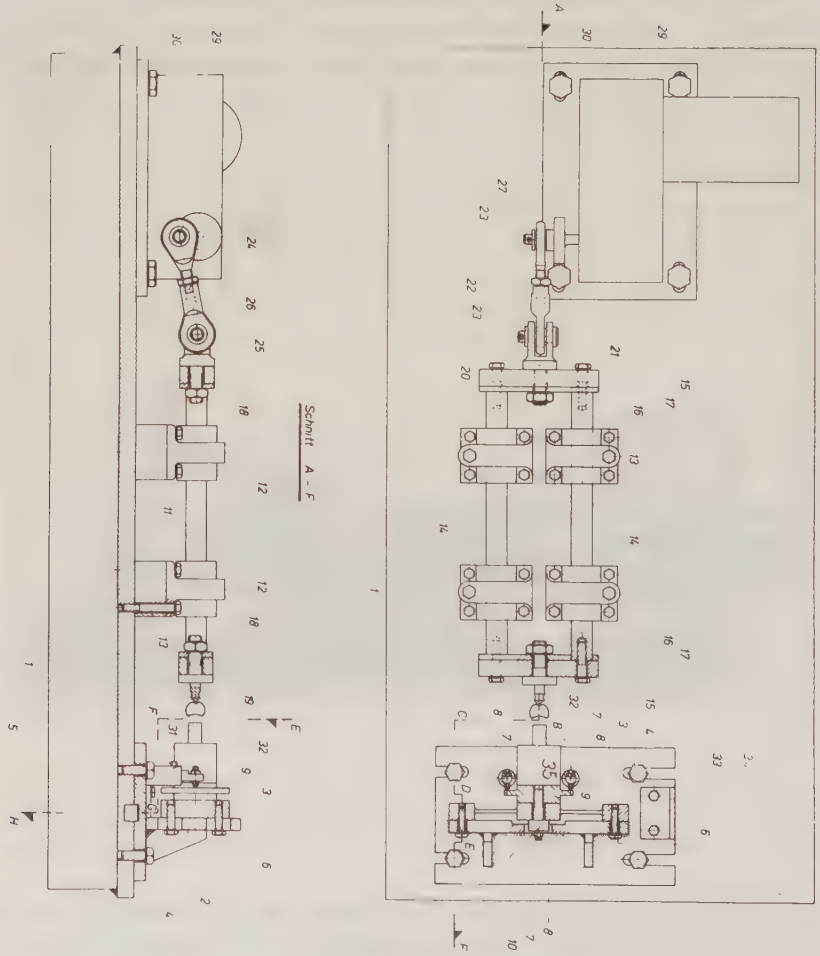


Abb. 7: Aufriß und Seitenriß der Versuchseinrichtung

(Pos. 25,27) einen Schlitten in Schub- und Zugbewegungen. Der Schlitten besteht aus zwei Präzisionswellen (Pos. 14), die durch zwei Querhäupter (Pos. 17) starr miteinander verbunden sind.
Zur parallelen Justierung der Wellen zueinander sind zwei Stangenführungen (Pos. 16) vorgesehen. Die Führung des Schlittens übernehmen 4 spielfrei vorspannbare Kugellager-Längsführungen (Pos. 12), die im Gegensatz zu Gleitführun - gen auch bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten ruckfrei arbeiten. An dem dem Antrieb gegenüberliegenden Querhaupt wird das Sekundärteil eines teleskopierenden Ankers durch kalthärtenden Kunststoff (Palavit G) mit dem Schlitten verbunden. Dieser Aufbau gewährleistet eine sehr steife und exakt gradlinige Führung des sich hin und her bewegenden Sekundärteils. Die Bewegungsachse des Schlittens wird parallel zur geschliffenen Bezugskante der Grundplatte ausgerichtet; zur Oberfläche der Grundplatte ist sie konstruktionsbedingt parallel.

Der Meßaufnehmertisch (Pos. 2) wird durch eine Paßfeder (Pos. 5) im rechten Winkel zur Bezugskante und damit auch rechtwinklig zur Bewegungsachse des Schlittens fixiert. Der Kraftaufnehmer ist verschiebbar mit dem Meßtisch verschraubt: seine Funktion wird unter Punkt 4.1.2. näher erläutert.
Auf dem Kraftaufnehmer (Pos. 3), der einen rechten Winkel mit der Grundplatte bildet, wird die Teleskopträgerscheibe (Pos. 9) befestigt. Ein Hartgipssockel (Pos. 35) verbindet einen für alle Anker einheitlichen Kunststoff-Zahnstumpf, der nach einer Abformung eines beschliffenen 1. oberen Molaren aus Palavit G hergestellt wurde, mit der Trägerscheibe. Die Halterung für den Primäranker, die aus Teleskopträgerscheibe, Gipssockel und Zahnstumpf besteht, wird für jeden Anker einzeln hergestellt. Dazu wird der Zahnstumpf mit einem Parallelometer aus dem Modell herausgezogen und anschließend durch den Gipssockel auf der Teleskopträgerscheibe befestigt.

Durch dieses Vorgehen werden alle Zahnstümpfe mit gleicher Achsenrichtung zur Trägerscheibe fixiert. Da jedoch ihr Abstand zur Trägerscheibe schwanken kann und sich auch die einzelnen Stümpfe auf diese Weise nicht exakt in der Mitte der Trägerscheibe montieren lassen, wurden Meßaufnehmertisch und der Kraftaufnehmer selbst verschiebbar angeordnet. Dadurch wird erreicht, daß die Einschubrichtung nicht nur parallel zur Bewegungsachse des Schlittens ist, sondern auch beide Achsen weitgehend fluchten, so daß die angreifenden Kräfte kein zusätzliches Kippmoment erzeugen.

Die Halterung für den Primärnaker dient gleichzeitig bei der Herstellung des Ankers als Frässockel, d.h.: der Primäranker wird mit seinem Frässockel in die Versuchseinrichtung eingebaut. Das bedeutet, daß die beim Fräsen festgelegte Einschubrichtung exakt übernommen werden kann. Ein Ummontieren vom Frässockel auf eine spezielle Halterung in der Versuchseinrichtung könnte Fehlerquellen schaffen. Ebenso ist damit sichergestellt, daß die Einschubrichtung immer einen rechten Winkel mit der Teleskopträgerscheibe bildet. Dies ist die Voraussetzung dafür, daß die Einschubrichtung nach Montage der Halterung für den Primäranker automatisch parallel zur Bewegungsachse des Schlittens ausgerichtet ist. Diese Parallelität bleibt auch beim Verschieben von Meßaufnehmertisch und Kraftaufnehmer zur Einstellung der Achsenflucht erhalten. Es ist somit konzeptionsbedingt gewährleistet, daß ein teleskopierender Anker unter der Voraussetzung einer ordnungsgemäßen Fräsung achsengerecht in der Versuchseinrichtung gefügt und getrennt werden kann.

4.1.2. Aufbau der Meßtechnik

In einfachen Fällen werden mechanische Größen durch Vergleich mit ähnlichen oder identischen mechanischen Größen gemessen. Diese Meßverfahren weisen für den Vorteil einer einfachen Handhabung einige erhebliche Nachteile auf. Vor allem bei der Messung kleiner Größen oder bei der Messung von kleinen Änderungen einer Größe, wie im vorliegenden Fall, sind Genauigkeit, Empfindlichkeit, Auflösungsvermögen und die dynamische Eigenschaft meist nicht ausreichend (H. Jüttemann (15)). Auch wirft die Weiterverarbeitung und Speicherung der Meßwerte oft nicht lösbare Probleme auf. In der Versuchseinrichtung werden deshalb Reibkraft und Weg elektrisch gemessen und die Meßsignale elektronisch weiterverarbeitet.

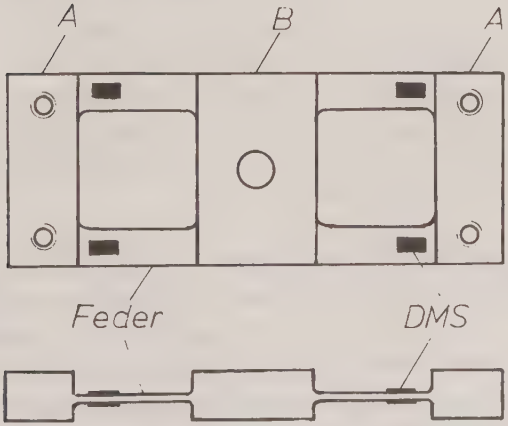


Abb. 8: Kraftaufnehmer

Zur Messung der Reibkräfte wurde eigens ein Kraftaufnehmer konzipiert, der neben seiner Meßfunktion gleichzeitig als Widerlager und zur Justierung des Primärankers dient. So können die Reibkräfte direkt und unverfälscht an den Teilen, an denen sie wirken, ohne Zwischenschaltung von Hilfsmitteln gemessen werden. Der Kraftaufnehmer besteht aus hochlegiertem Federstahl und muß aus einem Stück gefertigt werden. Er wird mit seinen beiden Befestigungsplatten (A in Abb. 8) am Meßaufnehmertisch befestigt.
Die Halterung für den Primäranker wird mit der Aufnahmeplatte (B in Abb. 8), die senkrecht zur Bewegungsachse des Schlittens steht, verschraubt. Befestigungsplatten und Aufnahmeplatte sind durch 4 dünne Federn verbunden. Auf den 4 Federn befinden sich jeweils 2 Dehnungsmeßstreifen. Die 8 DMS des Kraftaufnehmers sind zu einer Wheatstone'schen Vollbrücke zusammengeschaltet.

Der Kraftaufnehmer wirkt wie eine Membran, die durch die Belastung mit den Kräften, die zum Fügen und Trennen des teleskopierenden Ankers nötig sind, verformt wird. Die Durchbiegung der Federn ruft in den aufgeklebten DMS eine Widerstandsänderung hervor. Dadurch wird die im unbelasteten Zustand abgeglichene Wheatstone'sche Brücke verstimmt. An ihrem Ausgang kann man eine Spannung messen, die direkt proportional zur Belastung des Kraftaufnehmers ist.

Bei der Auslegung des Kraftaufnehmers mußte hinsichtlich der Größe der Durchbiegung unter Last ein Kompromiß eingegangen werden. Einerseits sollten die Federn so weich ausgelegt werden, daß man noch Kräfte in der Größenordnung von 5p erfassen kann. Andererseits sollte die Auslenkung des Kraftaufnehmers bei den auftretenden maximalen Haftkräften möglichst klein bleiben, um eine exakte Justierung des Primärteiles zu gewährleisten. Der gewählte Kompromiß sieht eine Federsteifigkeit des Kraftaufnehmers von 60p/μm vor, d.h., bei einer

Reibkraft von 500p wird der Kraftaufnehmer um 8 µm ausgelenkt. Ein Verkanten des Primärankers bei der Auslenkung ist nicht anzunehmen, da die Krafteinleitung weitgehend in der Mitte des Kraftaufnehmers erfolgt und der Kraftaufnehmer selbst symmetrisch aufgebaut ist (vgl. Punkt 4.1.1.).

Die Wegmessung erfolgte zunächst mit einem induktiven Wegaufnehmer der Fa. Elan. Da die für den Betrieb eines induktiven Wegaufnehmers nötige Wechselspannung Störungen beim Betrieb des mit einer Gleichspannung gespeisten Kraftaufnehmers verursachte, wurde die Wegmessung zwischenzeitlich auf ein Ultraschallmeßverfahren umgestellt.

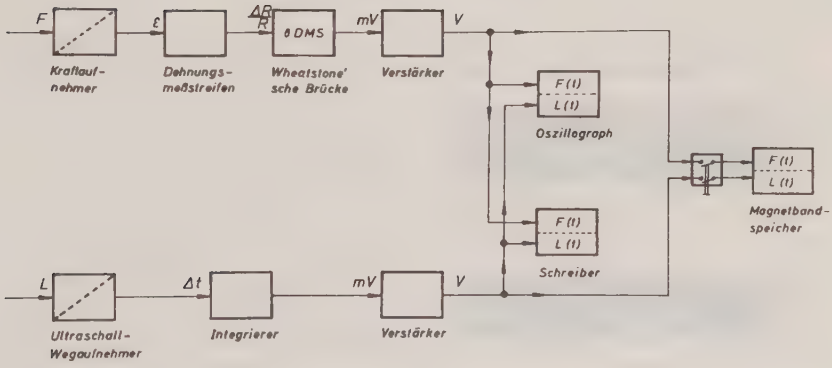


Abb. 9: Meßkette zur Kraft- und Wegmessung

In Abb. 9 ist der gesamte Meßaufbau nach A. Haug (14) in Form einer Meßkette dargestellt. Die Meßgrößen Kraft und Weg wer-

den durch die Meßaufnehmer in proportionale Spannungen umgewandelt, die zur Registrierung verstärkt werden müssen. Mit einem Mehrkanalschreiber werden der Kraftverlauf und der Weg, den der Sekundäranker beim Fügen und Trennen zurücklegt, gleichzeitig in Form von Kraft-Zeit und Weg-Zeit-Diagrammen kontinuierlich aufgezeichnet. Parallel dazu werden die gleichen Diagramme durch einen Oszillographen wiedergegeben. Der Oszillograph dient einmal zur Kontrolle, ob die dynamischen Eigenschaften des Schreibers ausreichen, und andererseits zum Erkennen von Veränderungen im Kraftverlauf. Auf dem Meßschrieb wurden die Diagramme normalerweise in stark gerafftter Form (Abb. 10) aufgezeichnet, um einen Überblick über die Änderung der Haftkraft zu erlangen. Bei Veränderungen im Kraftverlauf wurde durch Vergrößerung des Papiervorschubs eine gespreizte Darstellung der Diagramme aufgezeichnet (Abb.10).

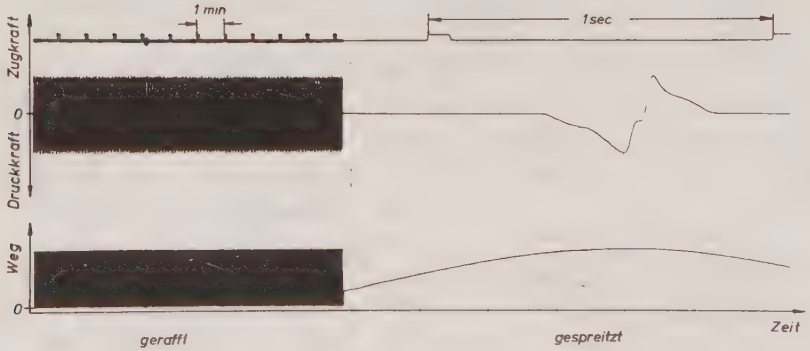


Abb. 10: Meßschrieb, geraffte und gespreizte Form

Zur Darstellung der Kraft-Weg-Diagramme wurden die Meßwerte zunächst auf einen Magnetbandspeicher aufgezeichnet (vgl.

Abb. 9).
Nach Abschluß einer Versuchsreihe konnten die aufgezeichneten Meßwerte dann mit einem Speicheroszillographen dargestellt werden. Dazu wurden die Meßsignale zuerst durch Tiefpaßfilter von hochfrequenten Oberwellen, die bei der Signalverarbeitung entstehen, getrennt (Abb. 11). Der zweite Oszillograph war zur Einstellung der Grenzfrequenzen der Filter nötig. Zusätzlich wurde ein variabeler Spannungsgeber benötigt, um vom gesamten Weg des Sekundärankers nur den Bereich gespreizt darstellen zu können, in dem die Ankerteile teleskopieren. Der Versuch der Darstellung mit einem X-Y-Schreiber scheiterte an der zu großen Trägheit des Gerätes.
Eine direkte Darstellung eines Kraft-Weg-Diagrammes ohne Zwischenspeicherung ist auch kaum möglich, da die Einstellung von Speicheroszillograph, Tiefpaßfiltern und Spannungsgeber ziemlich aufwendig ist und während dieser Zeit der Versuch laufen muß, Messungen aber nicht möglich sind.

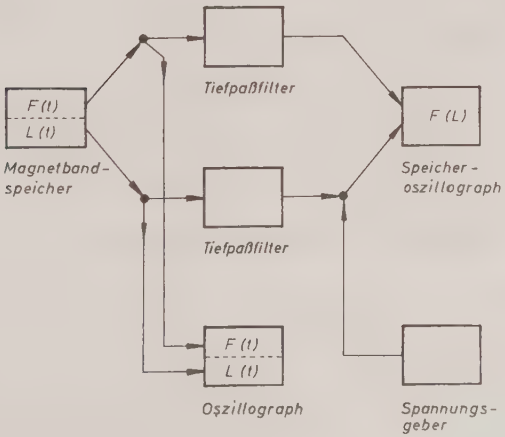


Abb. 11: Meßkette zur Darstellung der Kraft-Weg-Diagramme

.1.3. Vorversuche

.1.3.1. Vermessung der Versuchseinrichtung

Nach Fertigstellung der Einzelteile wurde die Versuchseinrichtung zusammengebaut und der Schlitten wie unter Punkt 4.1.1. erläutert ausgerichtet. Danach erfolgte eine Vermessung der für die Funktion wichtigen Baugruppen.

1. Parallelität der Präzisionswellen untereinander
   Abweichung nicht meßbar
2. Parallelität des Schlittens zur Grundplatte
   Abweichung auf einer Länge von 130mm : 0,005mm = 0,15"
3. Parallelität des Schlittens zur Bezugskante
   Abweichung nicht meßbar
4. Rechter Winkel zwischen Paßfeder und Bezugskante
   Abweichung: 2"
5. Rechter Winkel zwischen Kraftaufnehmer und Grundplatte
   Abweichung nicht meßbar

Die Meßwerte zeigen, daß die mechanische Fertigung der Baugruppen und die Ausrichtung des Schlittens so genau vorgenommen worden sind, daß eine einwandfreie Funktion der Versuchseinrichtung gewährleistet ist.

Die Ermittlung der Kenngrößen und die Eichung des Kraftaufnehmers wurden mit Gewichten vorgenommen. Eine Zusammenstellung der Kenngrößen gibt Tabelle 1 .

Tabelle 1: Kenngrößen des Kraftaufnehmers

Meßbereich	0 -5000p
Linearitätsfehler	± 0,1%
Speisespannung	4 - 10 V
Empfindlichkeit	1379 µm/m
Steifigkeit	62p/µm
Torsionssteifigkeit	560mp/°

Die gemessene Steifigkeit von 62p/μm stimmt recht genau mit dem errechneten Wert überein. Das Übertragungsverhalten des Kraftaufnehmers, das ist die Abhängigkeit der Ausgangsspannung der Wheatstone'schen Brücke von der Belastung des Kraftaufnehmers, kann mit einem Linearitätsfehler kleiner 0,1% als gut bezeichnet werden. Ein Unterschied zwischen Zug und Druckbelastung war nicht vorhanden.

4.1.3.2. Justierung der Versuchsteile

Zur Montage der Versuchsteile erscheint nach Voruntersuchungen folgendes Vorgehen am geeignetsten:
Primär- und Sekundäranker werden vor der Montage gefügt. Danach wird die Halterung mit dem Kraftaufnehmer verschraubt und die Achsenflucht durch Verschieben von Meßaufnehmertisch und Kraftaufnehmer hergestellt. Der Schubkurbelantrieb wird mit Hilfe des Meßaufnehmers auf seinen oberen Totpunkt eingestellt. Anschließend wird der Sekundärankerhalter (Pos. 19 in Abb. 5) dem Sekundäranker durch Verschieben des Getriebes bis auf einen geringen Abstand genähert. Die Teile dürfen sich jedoch auf keinen Fall berühren. Der Sekundäranker wird jetzt mit einigen Tropfen eines Kaltpolimerisates (Palavit G) mit dem Schlitten verbunden.

Zur Erprobung der Versuchseinrichtung und zur Klärung der Frage, inwieweit die Schrumpfung des Kaltpolimerisates (H. Schwickerath (22)) zu einer Verorientierung der Teile führt, wurde eine auf einer Drehmaschine gefertigte Messinghülse und eine Welle aus Silberstahl in der Versuchseinrichtung montiert. Dazu wurde die Messinghülse mit einer Teleskopträgerscheibe verschraubt und die Trägerscheibe am Kraftaufnehmer befestigt. Die Silberstahlwelle wurde mit dem Sekundärteilhalter durch Palavit G verbunden. Die Teile hatten ein positives Passungsspiel von 3μm, keine Einführungsschräge und eine

teleskopierende Länge von 13mm.

Zur Überprüfung einer durch die Kunststoffverbindung verursachten Verorientierung der Teile wurde die horizontale und vertikale Auslenkung der Messinghülse beim Einschieben und Herausziehen der Silberstahlwelle mit einer Meßuhr der Fa. Mahr erfaßt. In horizontaler Richtung konnte bei mehrmaliger Montage und anschließender Messung keine Auslenkung festgestellt werden. In vertikaler Richtung zeigte sich eine Auslenkung von max. $\pm$ 2 μm zur Grundplatte hin. Eine so geringe Verorientierung bei einer teleskopierenden Länge von 13mm wird sich kaum vermeiden lassen. Dazu ist zu berücksichtigen, daß sich die Teile durch das positive Passungsspiel nur auf der der Grundplatte zugewandten Seite entsprechend Abb. 12 berühren, so daß die Achsen der Teile schon vor der Montage etwas schief zu einander stehen können.

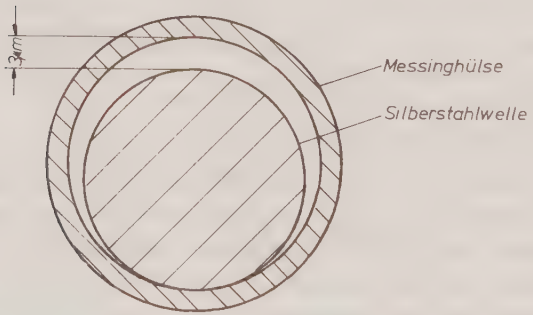


Abb. 12: Berührungsfläche von Primär- und Sekundäranker bei positivem Passungsspiel

4.1.3.3. Erprobung der Versuchseinrichtung

In einem Vorversuch wurden die zum Fügen und Trennen der unter Punkt 4.1.3.2. angeführten Messinghülse und Silberstahlwelle notwendigen Kräfte in der Versuchseinrichtung untersucht. Obwohl es sich bei der Passung um eine Spielpassung handelt, ist ein Kraftschluß zwischen den Teilen nachzuweisen. Hierfür lassen sich zwei Gründe anführen. Zum einen ist eine zentrische Montage mit einem über dem gesamten Umfang gleichmäßigem Abstand der Teile voneinander nicht möglich. Vielmehr berühren sich Messinghülse und Silberstahlwelle entsprechend Abb. 12 so, daß das Gewicht der Silberstahlwelle eine Normalkraft von 15p auf die Berührungsfläche bewirkt. Durch die geringen Fluchtungsfehler wird die einwirkende Normalkraft weiter erhöht.

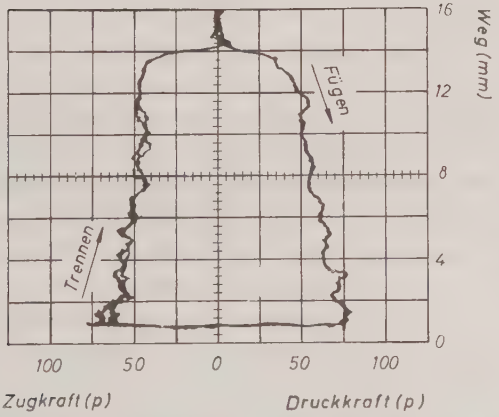


Abb. 13: Kraft-Weg-Diagramm, Originalmeßschrieb aufgenommen nach 100 Belastungen

Das Kraft-Weg-Diagramm (Abb. 13) zeigt zu Beginn des Fügens von Welle und Hülse einen starken Kraftanstieg. Dies weist auf eine Fehlorientierung hin. Nach dem Zentrieren nimmt die Kraft mit weiterem Zusammenschieben der beiden Teile gleichmäßig zu. Dieser gleichmäßige Kraftanstieg über den gesamten beim Fügen zurückgelegten Weg ist kennzeichend für das Aufeinanderschieben teleskopierender Teile.

Die Größe der Reibkraft zwischen Welle und Hülse gibt die Größenordnung des Meßfehlers an, da sich beide Teile theoretisch kraftlos fügen lassen müßten. Dieser Meßfehler ist jedoch nur beim Vergleich unterschiedlicher Meßreihen von Bedeutung, weil er hauptsächlich durch eine geringe Verorientierung der Teile verursacht wird. Innerhalb einer Meßreihe geht dieser Fehler als Konstante ein; so daß zur Erfassung von Veränderungen während des Versuches nur die Empfindlichkeit des Meßaufnehmers entscheidend ist. Zu berücksichtigen ist weiterhin, daß die teleskopierende Länge realer Anker um ca. 2/3 kürzer ist und der Sekundäranker weniger wiegt als die Silberstahlwelle. Dadurch wird der Meßfehler etwas reduziert. Seine Größe kann mit ca. 30p angenommen werden.

Die Geschwindigkeit, mit der die Anker gefügt und getrennt werden, hat einen Einfluß auf die Größe der gemessenen Reibkräfte, da mit größer werdender Geschwindigkeit die Kraft zunimmt, die zur Verdrängung des in der Hülse eingeschlossenen Luftvolumens durch den Spalt zwischen den Teilen nötig ist. Zur Erfassung des Geschwindigkeitseinflusses wurde einmal ein Kraft-Weg-Diagramm mit geschlossener Messinghülse (1 in Abb. 14) und anschließend ein Diagramm mit geöffneter Hülse (2 in Abb. 14) aufgezeichnet. Der Geschwindigkeitseinfluß ist naturgemäß nur im Bereich der Gleitreibung vorhanden. Seine Größe erreicht ca. 25p. Da sich ein Geschwindigkeitseinfluß nur beim Vorliegen kapillarer Spalte ausbilden kann, soll dieses Kriterium zur Beurteilung der Fräsform der Primäranker mit

herangezogen werden. Liegt ein exakter parallelwandiger Anker vor, so muß ein ausgeprägter Geschwindigkeitseinfluß nachzuweisen sein. Liegt eine mehr konische Fräsform vor, so wird der Geschwindigkeitseinfluß klein oder gar nicht vorhanden sein.

Bei den Untersuchungen der Reibverbindung zwischen der Messinghülse und der Silberstahlwelle machten sich im Dauerverschleißversuch Verschleißpartikel durch eine plötzliche Vergrößerung der Reibkräfte bemerkbar. Nach Säuberung der Reibpartner mit Aceton gingen die Reibkräfte wieder auf das Ausgangsniveau zurück. Bei den im Dauerverschleißversuch unter-

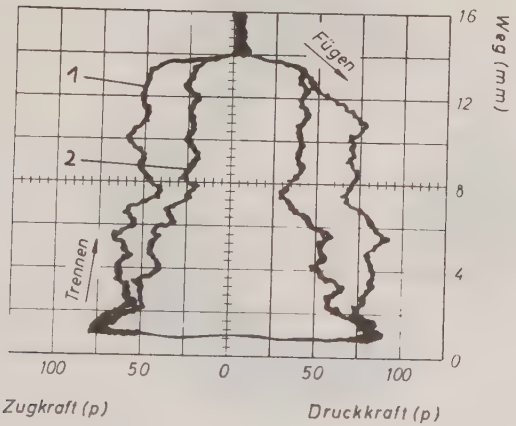


Abb. 14: Einfluß der Geschwindigkeit beim Fügen und Trennen eines teleskopierenden Drehteiles

suchten teleskopierenden Ankern wurden deshalb nach jeweils 500 maligem Fügen und Trennen Primär- und Sekundäranker mit Aceton gesäubert und ausgeblasen.

4.2. Prüfkörper

Untersucht wurden 6 teleskopierende Hülsenkronen (Abb. 15), die in einem renommierten zahntechnischen Laboratorium routinemäßig aus der Goldlegierung Degulor M hergestellt wurden. Je 2 Primäranker wurden mit einer nach zervikal parallel auslaufenden Fräsung, mit einer schräg abfallenden und einer rechtwinkligen Stufe ausgeführt. Als Frässockel diente die unter Punkt 4.1.1. beschriebene Halterung für den Primäranker. Zur Verbesserung der Führung beim Fräsen wurde die Basisfläche dieser Halterung mit Gips auf einen Ø von ca. 6cm vergrößert.

Abb. 15: Halterung des Primärankers mit gefügter teleskopierender Hülsenkrone

Abb. 16 gibt eine Zusammenstellung der verwendeten Prüfkörper. In den folgenden Ausführungen werden die einzelnen Anker mit der in dieser Darstellung angegebenen laufenden Nummer bezeichnet.

Teleskop Nr.	1, 2	3, 4	5, 6
Frasung des Primärankers im zervikalen Bereich	parallel auslaufend	schräg abfallende Stufe	rechtwinklige Stufe

Abb. 16: Zusammenstellung der untersuchten Prüfkörper

4.3. Versuchsergebnisse

Bevor die Versuchsergebnisse im einzelnen erläutert werden, sollen hier einige grundsätzliche Zusammenhänge dargestellt werden.

Beim Aufschieben des Sekundäranker[illegible] auf den Primäranker muß, entsprechend der vorliegenden Preßpassung zwischen den Teilen, der Sekundäranker au[illegible]weitet werden. Aus dieser Aufweitung resultiert eine Norm[illegible]kraft, die die Kontaktfläche von Primär- und Sekundäranker zusammenpreßt. Die Normalkraft bewirkt eine Reibkraft in der Paßfuge. Um die Änderung dieser Reibkraft mit dem Aufschubweg einfacher betrachten zu können, teilt man den Sekundäranker gedanklich in viele einzelne Ringe ein, die nacheinander auf den Primäranker aufgeschoben werden und die in ihrer Summe wieder den Sekundäranker darstellen.

Bei einem teleskopierenden Anker nimmt mit jedem Ring, der aufgeweitet und auf den Primäranker aufgeschoben wird, die Normalkraft und damit die Reibkraft um einen Betrag zu; d.h., die Reibkraft steigt kontinuierlich an und erreicht im gefügten Zustand ihren Maximalwert. Die Reibkraft steigt aber nicht ausgehend von Null bis zu ihrem Maximalwert linear an, da sich die Steifigkeit der einzelnen Ringe aufgrund der Geometrie des Sekundärankers mit zunehmender Fügung vergrößert. Diese Erhöhung der Steifigkeit der einzelnen Ringe ist zum einen bedingt durch die vom Kronenrand zum Deckel hin zunehmende Wandstärke des Sekundärankers. Zum anderen werden die letzten Ringe durch den Deckel zusätzlich versteift, so daß ein teleskopierender Anker durch einen leicht progressiven Kraftanstieg gekennzeichnet ist. Dies steht nicht im Widerspruch zu den Meßergebnissen der gedrehten Messinghülse und Silberstahlwelle (Punkt 4.1.3.3.), da die Messinghülse eine konstante Wandstärke aufwies und somit auch ein linearer Kraftanstieg zu erwarten war.

Ein Primäranker mit leicht konischer Fräsform ist dadurch gekennzeichnet, daß eine Reibkraft nicht vom Beginn der Aufschiebphase an nachzuweisen ist. Da es sich bei den Abweichungen jedoch nur um wenige zehntel Winkelgrade handelt, ist auch bei dieser Fräsform aufgrund der Elastizität der Mikrogeometrie der Oberflächen und des Sekundärankers eine Reibkraft während eines Teiles des Aufschiebweges nachzuweisen. Der Anstieg der Reibkraft zeigt jedoch eine erheblich progressivere Tendenz, da neben der Versteifung der neu aufzuschiebenden Ringe, wie beim parallelwandigen Anker, durch die Konizität die schon aufgeschobenen Ringe im Verlaufe des Fügens weiter aufgeweitet werden müssen.

Ein Primäranker mit leicht unter sich gehender Fräsform zeigt während des Aufschiebweges eine Abnahme der Reibkraft. Dabei sind zwei Fälle zu unterscheiden. Beim einen nimmt die

Reibkraft vom Beginn der Aufschubphase an schnell zu, erreicht nach einem kurzen Fügeweg einen Maximalwert und fällt von da beim weiteren Fügen wieder ab. Bei einem derartigen Kraftverlauf nimmt der Durchmesser des Primärankers vom Kronendeckel nach zervikal hin ab, entsprechend nimmt der Durchmesser beim Sekundäranker vom Kronenrand zum Deckel hin zu. Beim Fügen werden somit zu Beginn die Ringe mit dem kleinsten Durchmesser auf den Bereich des Primärankers mit dem größten Durchmesser aufgeschoben. Beim weiteren Fügen nimmt dann das negative Passungsspiel zwischen den aufgeschobenen Ringen und dem Primäranker ab, wodurch dann Normalkraft und Reibkraft geringer werden.

Beim zweiten Fall nimmt die Reibkraft beim Fügen nur zwischenzeitlich ab, um dann im gefügten Zustand ihren Maximalwert zu erreichen. In diesem Fall geht die nur wenig unter sich gehende Fräsform des Primärankers nach zervikal hin in einen je nach Kraftverlauf parallelwandigen oder mehr konischen Teil über.

Teleskop 1 (vgl. Abb. 16, S. 41)

Mit dieser teleskopierenden Hülsenkrone sollte die Größenordnung des Einflusses von Umgebungstemperatur und Speichelbenetzung des Primärankers ermittelt werden. Dazu wurde das Kraft-Zeit-Diagramm kontinuierlich aufgezeichnet.
Das Kraft-Zeit-Diagramm (Abb. 17) zeigt zu Beginn des Fügens einen starken Anstieg der Reibkraft. Mit weiterem Aufschieben nimmt die Reibkraft jedoch wieder ab und wird fast zu Null, wenn die Teile ganz aufeinander geschoben sind; d.h., der Anker besitzt im gefügten Zustand nur eine minimale Haftkraft. Beim Trennen wiederholt sich dieser Kraftverlauf, jedoch in umgekehrter Reihenfolge. Das Diagramm zeigt deutlich,

daß der Primäranker keine parallele, sondern eine unter sich gehende Fräsform aufweist. Darauf weisen auch die Kraft-Zeit-Diagramme in Abb. 18 hin, bei denen kein Geschwindigkeitseinfluß nach Öffnen des Sekundärankers festzustellen ist.

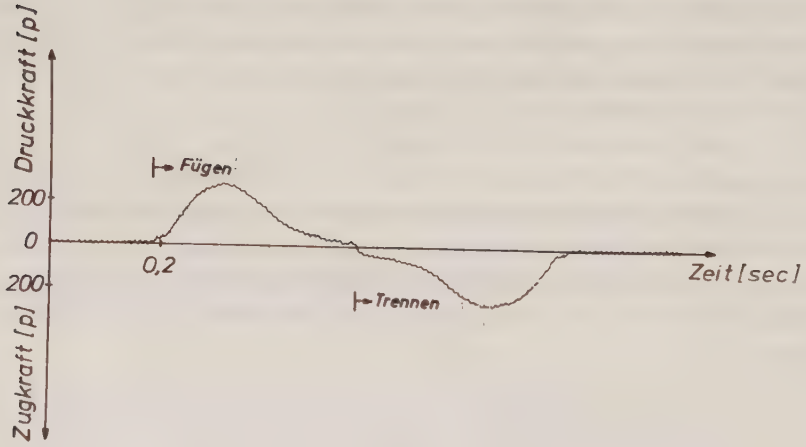


Abb. 17: Kraft-Zeit-Diagramm, Originalmeßschrieb

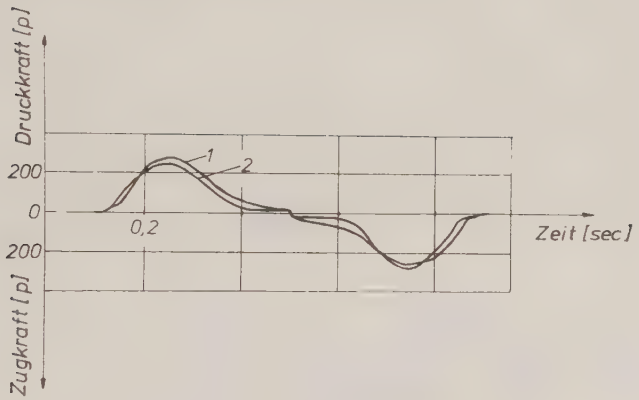


Abb. 18: Kraft-Zeit-Diagramm, /1/ Sekundäranker geschlossen, /2/ Sekundäranker geöffnet

In Abb. 19 ist einmal das Kraft-Zeit-Diagramm aus Abb. 17 und zum anderen ein Diagramm, das nach Benetzung des Primärankers mit menschlichem Speichel aufgenommen worden ist, dargestellt. Die Benetzung des Primärankers bewirkt eine deutliche Erhöhung der Reibkraft zu Beginn des Fügens; im gefügten Zustand geht die Reibkraft nicht mehr gegen Null sondern auf ca. 150p zurück. Der prinzipielle Kurvenverlauf bleibt jedoch gleich. Die Ursache für diesen Anstieg dürfte in der gegenüber Luft höheren Viskosität des Speichels und der damit verbundenen Abdichtung des Spaltes zwischen Primär- und Sekundäranker liegen. Dadurch nimmt bei konstanter Fügegeschwindigkeit die Kraft, die zum Herausdrücken der beim Fügen eingeschlossenen Luft nötig ist, zu. Weiterhin ist bei Speichelbenetzung ein deutlicher Geschwindigkeitseinfluß vorhan-

den, obwohl die Teile aufgrund einer unter sich gehenden Fräsform nicht exakt teleskopieren. Die Erhöhung der Reibkraft ist nur durch die Größe der Fügegeschwindigkeit bedingt, wie Abb. 20 zeigt. Hier wurde neben dem Diagramm aus

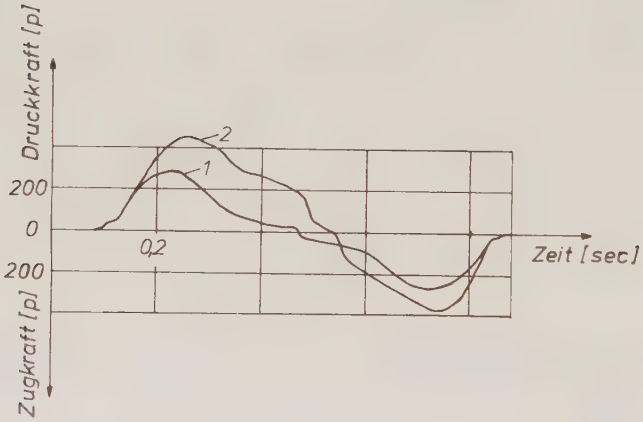


Abb. 19: Kraft-Zeit-Diagramm, /1/ vgl. Abb. 17, /2/ Primäranker mit menschlichem Speichel benetzt

Abb. 17 der Kraftverlauf bei geöffnetem Sekundäranker und mit Speichel benetztem Primäranker dargestellt. Dazu wurde eine vor der Montage in die Maschine in den Deckel des Sekundärankers gebohrte und dann mit Kunststoff verschlossene Bohrung wieder geöffnet. Man erkennt, daß der Speichel den Kraftverlauf kaum noch beeinflußt, da bei geöffnetem Sekundäranker das eingeschlossene Luftvolumen weitgehend kraftlos verdrängt werden kann. Die Untersuchungen an mit Speichel benetzten Primärankern verdeutlichen, daß durch den Speichel das Retentionsvermögen teleskopierender Anker gegenüber kurzzeitig angreifenden Kräften, wie sie z.B. beim Kauen zäher Speisen auf-

treten können, erhöht wird. Dieser Einfluß ist auch dann vorhanden, wenn der Primäranker keine parallelwandige Fräsform aufweist. In Bezug auf die Haftkraft konnte kein Einfluß des Speichels festgestellt werden.

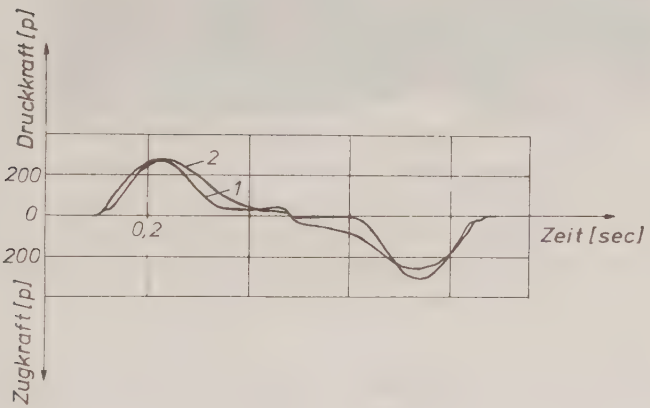


Abb. 20: Kraft-Zeit-Diagramm, /1/ vgl. Abb. 17, /2/ Primäranker mit Speichel benetzt und Sekundäranker geöffnet

Da die Versuchseinrichtung bei Raumtemperatur arbeiten sollte und die teleskopierenden Anker normalerweise bis auf den Gußvorgang bei Raumtemperatur hergestellt, aber bei Körpertemperatur eingesetzt werden, sollte der Einfluß der Umgebungstemperatur auf die Haftkraft untersucht werden. Es zeigte sich, daß eine gleichmäßige Temperaturerhöhung von Primär- und Sekundäranker keinen Einfluß auf die Haftkraft hat. Wurde jedoch nur die Temperatur von einem Ankerteil geändert, so verändert sich die Haftkraft deutlich (Abb. 21). Im vorliegenden Fall wurde der Primäranker mit fettfreier Preßluft um

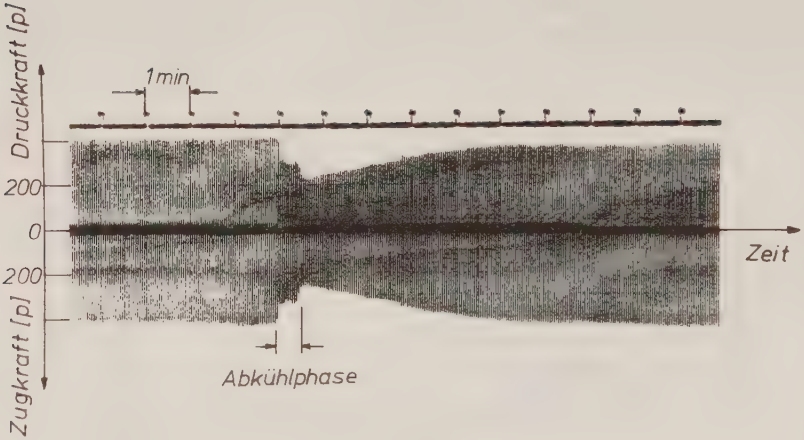


Abb. 21: Kraft-Zeit-Diagramm, Primäranker mit fettfreier Preßluft um ca. 20°C abgekühlt

ca. 20°C abgekühlt. Dadurch veringert sich der Durchmesser des Primärankers und damit das negative Passungsspiel des Ankers. Ein geringeres negatives Passungsspiel führt zu einer Abnahme der Haftkraft. Entsprechend der anschließenden Erwärmung des Primärankers erhöht sich auch die Haftkraft wieder. Sie erreicht allerdings den Ausgangswert nicht mehr ganz, da durch die Abkühlung mit Preßluft die Reibfläche auch gleichzeitig von Verschleißprodukten gesäubert wurde.

Dieses Versuchsergebnis verdeutlicht auch noch einmal, daß es sich bei der Passung teleskopierender Anker um eine Preßpassung handeln muß. Eine Berechung der Schrumpfung des Primärankers ergibt unter Berücksichtigung eines thermischen Ausdehnungskoeffizienten von $\alpha = 14{,}8 \cdot 10^{-6} m/m^{\circ}C$ (H. Schwi-

ckerath (22)) eine Durchmesseränderung von 1 μm bei 20°C Abkühlung. Eine so geringe Änderung des Durchmessers kann nur beim Vorliegen einer Preßpassung zu einer so deutlichen Änderung der Haftkraft führen.

Teleskop 2 (vgl. Abb. 16, Seite 41)

Während dieser Versuchsreihe konnten durch einen Fehler im Magnetbandspeicher keine Meßwerte aufgezeichnet werden, so daß die Darstellung von Kraft-Weg-Diagrammen durch einen Speicheroszillographen nicht möglich war. Da bei Verschleißuntersuchungen eine Wiederholung der Versuchsreihe nicht möglich ist, wurden die Kraft-Weg-Diagramme durch Umzeichnung der Kraft-Zeit und Weg-Zeit-Diagramm erstellt. Abb. 22 zeigt

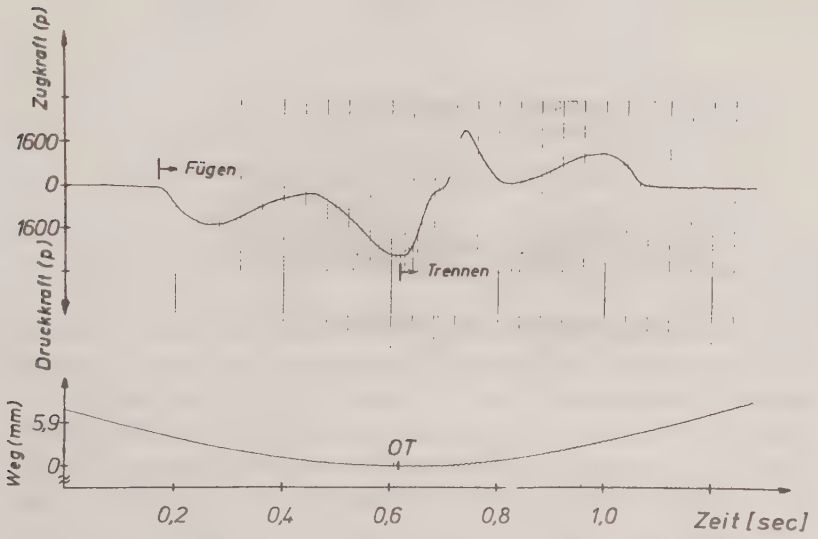


Abb. 22: Kraft-Zeit und Weg-Zeit-Diagramm, Originalmeßschrieb

einen Ausschnitt aus dem Meßschrieb, auf dem die Reibkraft und der Weg des Sekundärankers parallel als Funktion der Zeit aufgezeichnet wurden, so daß zu jeder Zeit eine eindeutige Zuordnung von Kraft und Weg gegeben ist. Weiterhin kann man aus dem Weg-Zeit-Diagramm den Punkt ermitteln, an dem der Anker ganz zusammengeschoben ist. Dieser Punkt entspricht dem oberen Totpunkt des Schubkurbeltriebes.

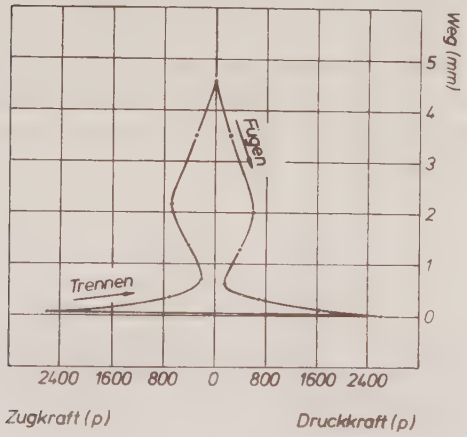


Abb. 23: Kraft-Weg-Diagramm

Das Kraft-Weg-Diagramm (Abb. 23) zeigt vom Beginn der Aufschubphase an einen zunächst gleichmäßigen leicht progressiven Anstieg der Reibkraft, wie er für teleskopierende Anker kennzeichnend ist. Nach 2,5mm Aufschiebweg fällt die Reibkraft jedoch wieder ab, bevor sie auf den letzten 0,7mm den Maximalwert der Haftreibung erreicht. Der Abfall und der dann folgende sehr starke Anstieg der Reibkraft läßt hier auf eine leicht unter sich gehende Fräsform des Primärankers

schließen, die nach zervikal in einen mehr konischen Teil übergeht.

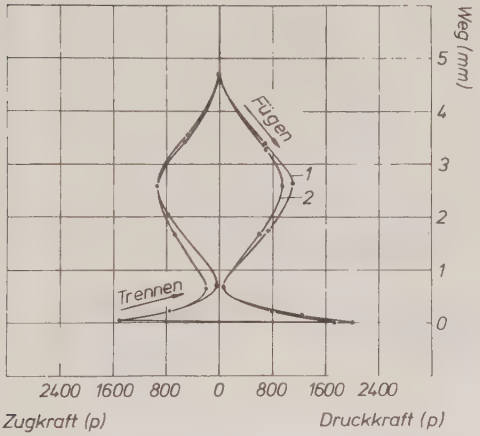


Abb. 24: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ Sekundäranker geschlossen, /2/ Sekundäranker geöffnet

Die Kraft-Weg-Diagramme (Abb. 24), aufgenommen einmal mit geschlossenem und einmal mit geöffnetem Sekundäranker, zeigen nur geringe Abweichungen von einander. Dieser fehlende Geschwindigkeitseinfluß ist ein weiterer Hinweis darauf, daß es sich beim Teleskop 2 nicht um einen parallelwandigen Anker handeln kann. Der zu Beginn der Aufschiebphase vorhandene gleichmäßige Kraftanstieg ist wohl darauf zurückzuführen, daß zu Beginn des Fügens der konische Anteil des Sekundärankers über den unter sich gehenden Teil des Primärankers gleitet, wodurch der Kraftverlauf gegenläufig beeinflußt wird.

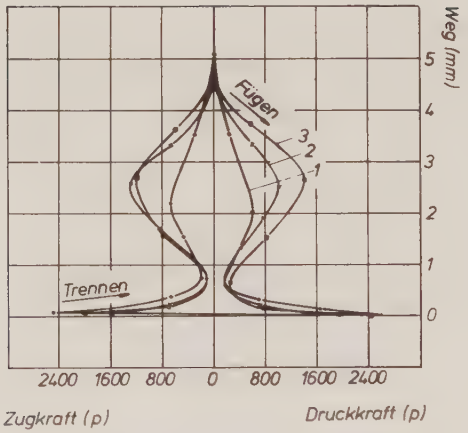


Abb. 25: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ aufgenommen nach 20, /2/ nach 1000 und /3/ nach 3000 Belastungen

Die Abbildungen 25 und 26 zeigen die Änderung des Kraft-Weg-Diagrammes während der Dauerverschleißuntersuchung nach 1000, 3000 und 10000 Belastungen. Die Haftkraft im gefügten Zustand fällt bis 1000 Belastungen von 2500p auf 1600p ab, steigt dann aber wieder bis 3000 Belastungen auf 2000p an und fällt nach 10000 Belastungen wieder auf 1500p ab. Auch im Bereich des Maximums der Gleitreibung steigt die Reibkraft bis 3000 Belastungen zunächst an und fällt von da ab bis zu 10000 Belastungen wieder ab. Auf den zwischenzeitlichen Anstieg der Haft- und Gleitreibung wird später noch eingegangen.

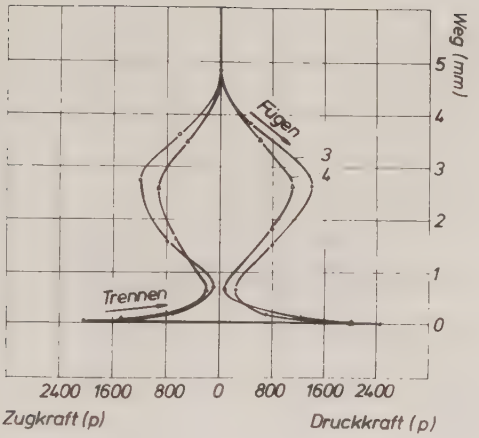


Abb. 26: Kraft-Weg-Diagramm, /3/ aufgenommen nach 3000 und /4/ nach 10000 Belastungen

Teleskop 3 (vgl. Abb. 16, S. 41)

In Abbildung 27 ist die Änderung der Reibkraft in Abhängigkeit des Weges dargestellt, den der Sekundäranker bei einer Hin- und Herbewegung in der Verschleißmaschine zurücklegt. Man sieht, daß vom gesamten durchfahrenen Weg nur ein kleiner Teil von Bedeutung ist, in dem sich eine Reibkraft nachweisen läßt. Dieser Bereich ist in den folgenden Bildern entsprechend vergrößert dargestellt. Zur Erläuterung sei hier noch angefügt, daß der Sekundäranker während einer Hin- und Herbewegung einen Weg von 20mm zurücklegt, Primär- und Sekundäranker also während des größten Teiles des Weges getrennt

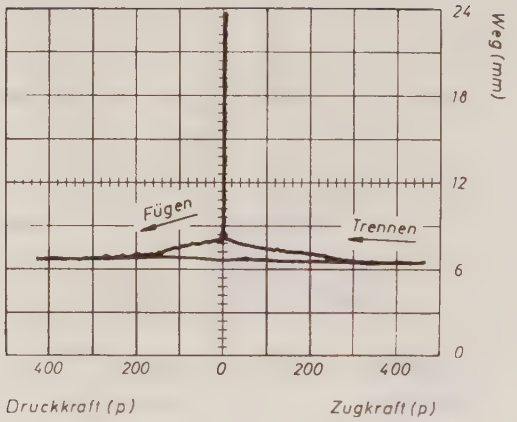


Abb. 27: Kraft-Weg-Diagramm, Weg des Sekundäranker vollständig dargestellt

sind. Diese relativ lange Trennungsphase wurde gewählt, um eine unzulässige Erwärmung der Reibpartner durch zu häufiges Fügen und Trennen zu vermeiden.

Aus Abb. 28 ist die Änderung der Reibkraft beim Fügen und Trennen des Teleskopes zu ersehen. Obwohl die Länge des gefrästen Teiles des Primäranker 3,0mm betrug, läßt sich eine Reibkraft nur während der letzten 1,5mm des Aufschiebweges nachweisen. Auf diesem 1,5mm Weg nimmt die Reibkraft zunächst mit leicht progressiver Tendenz zu, um zum Schluß fast sprunghaft den Maximalwert zu erreichen. Der Kraftverlauf weist auf einen Primäranker mit konischer Fräsform hin. Die Konizität ist so ausgeprägt, daß sich Primär- und Sekundäranker während der ersten 1,5mm Aufschiebweg nicht be-

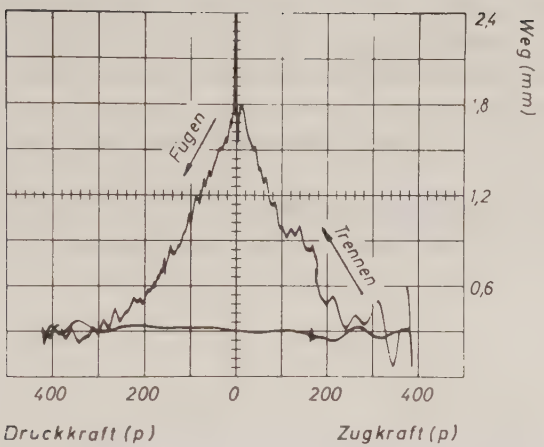


Abb. 28: Kraft-Weg-Diagramm, Originalmeßschrieb aufgenommen nach 40 Belastungen

rühren. Nach zervikal geht die konische Fräsung des Primäranker in einen mehr parallelwandigen Teil über. Der überproportionale Kraftanstieg am Schluß der Aufschiebphase wird durch Klemm- und Setzvorgänge in den Übergangsbereichen von der gefrästen Wand zur Stufe und von der Wand zum Kronendeckel verursacht. Die Kontaktflächen zwischen Primär- und Sekundäranker sind an diesen Stellen ähnlich einer Konuskrone durch einen Winkel zur Einschubrichtung gekennzeichnet. Im Bereich des Kronendeckels führt die Einführungsschräge, die ja auch im koronalen Bereich des Sekundärankers entsprechend reproduziert wird, zu Kontaktflächen, die einen Winkel zur Einschubrichtung aufweisen. Im Bereich der gefrästen Stufe ist es nicht möglich, einen scharfkantigen Übergang von der Wand zur Stufe zu erzeugen. Dieser Übergang ist vielmehr

rund, so daß sich auch hier konische Kontaktflächen ergeben können. Da diese Übergangsbereiche einer teleskopierenden Hülsenkrone im gefügten Zustand mehr den Charakter einer Konuskrone verleihen, sollte dort kein Kontakt zwischen Primär- und Sekundäranker bestehen. Dies läßt sich am einfachsten dadurch erreichen, daß man nach dem Guß des Sekundärankers die Einführungsschräge am Primäranker und die der Stufe entsprechende Kante am Sekundäranker etwas nacharbeitet.

Der fehlende Geschwindigkeitseinfluß, Abb. 29 zeigt keinen Unterschied im Kraftverlauf bei geschlossenem und geöffnetem

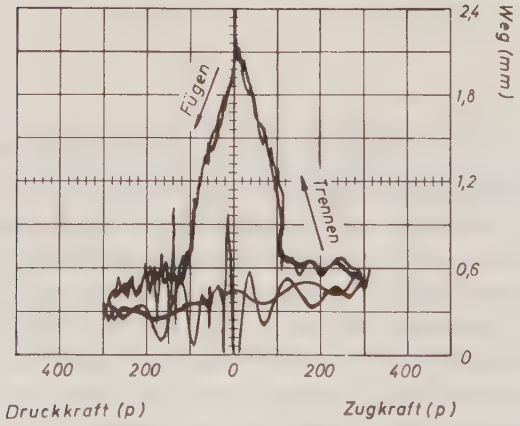


Abb. 29: Kraft-Weg-Diagramm, Sekundäranker geschlossen und geöffnet

Sekundäranker, verdeutlicht noch, daß der Primäranker keine parallelwandige Fräsform aufweist. Die starken Oberschwingungen, die in den Meßschrieben im Bereich der Umkehrphase

vom Fügen zum Trennen zu sehen sind, wurden durch eine Schwingungsanregung des induktiven Wegaufnehmers durch das Untersetzungsgetriebe ausgelöst. Nach Verwendung eines Wegaufnehmers, der auf dem Prinzip der Ultraschall-Wegmessung basiert, konnte dieser Mangel weitgehend behoben werden.

Abb. 30 zeigt die Änderung des Kraft-Weg-Diagrammes mit der Anzahl der Belastungen. Es ist eine deutliche Zunahme der Haftkraft von 400p auf 550p nach 2000 Belastungen zu erkenne. Bis zum Versuchsende sinkt die Haftkraft wieder auf 500p

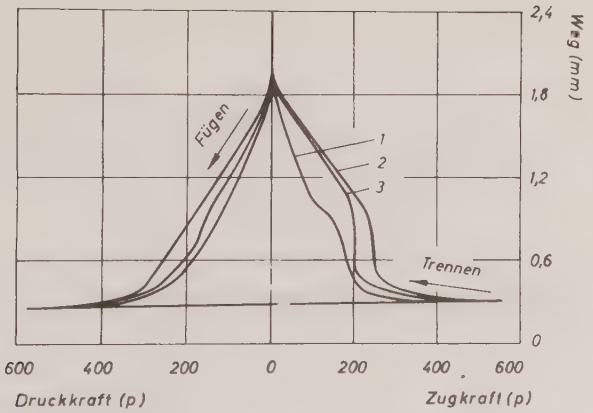


Abb. 30: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ aufgenommen nach 40, /2/ nach 2000 und /3/ nach 10000 Belastungen

ab. Weiterhin fällt auf, daß auch die Reibkraft in der Gleitphase zunächst zunimmt, bevor sie nach 2000 Belastungen bis zum Versuchsende wieder abfällt.

Teleskop 4 (vgl. Abb. 16, S. 41)

In Abb. 31 ist die Änderung der Reibkraft beim Fügen und Trennen des Ankers dargestellt. Der gefräste Teil der Wandung hatte eine Länge von 3,1mm. Eine Reibkraft läßt sich nach 0,5mm Aufschiebweg nachweisen. Nach weiteren 1,5mm Aufschiebweg mit sehr geringer, konstanter Reibkraft -kleiner als 10p- kann man einen stark progressiven Kraftanstieg in der Gleitphase beobachten. Dieser Kraftverlauf deutet auf einen Primäranker mit konischer Fräsform hin, der in seinem mittleren Bereich eine leicht unter sich gehende Stelle aufweist. Der fast sprunghafte Anstieg der Reibkraft in der letzten Phase des Aufschiebens ist auch bei diesem Anker durch Berührungs-

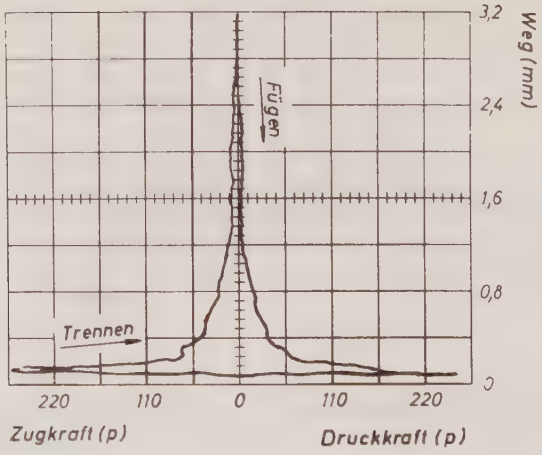


Abb. 31: Kraft-Weg-Diagramm, Originalschrieb nach 20 Belastungen aufgenommen

stellen in den Übergangsbereichen bedingt. Der fehlende Geschwindigkeitseinfluß, die Kraft-Weg-Diagramme (Abb. 32) aufgenommen mit geschlossenem und geöffnetem Sekundäranker sind wietgehend deckungsgleich, läßt erkennen, daß der Primäranker nicht parallel gefräst ist.

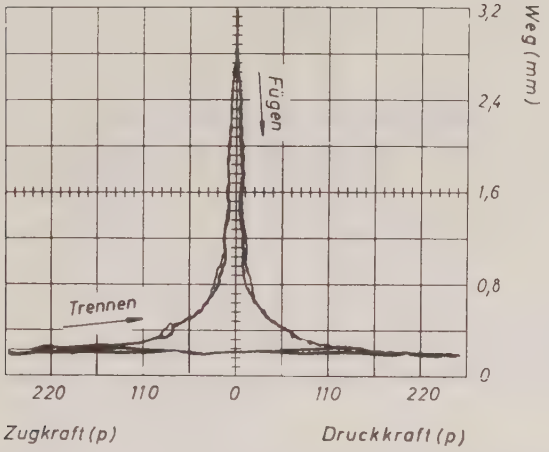


Abb. 32: Kraft-Weg-Diagramm, Sekundäranker geschlossen und geöffnet

In Abb. 33 sind jeweils ein Kraft-Weg-Diagramm vom Beginn und vom Ende der Versuchsreihe zusammen dargestellt. Man erkennt, daß sich während des Dauerverschleißversuches der Kraftverlauf beim Fügen und Trennen des Ankers kaum geändert hat. Die Haftkraft reduzierte sich von 270p zu Beginn des Versuches auf 220p nach 10000 Belastungen. Auf die Darstellung weiterer Diagramme wurde verzichtet, da alle anderen während der Versuchsreihe aufgenommenen Kraftverläufe deckungsgleich mit den in Abb. 33 gezeigten waren.

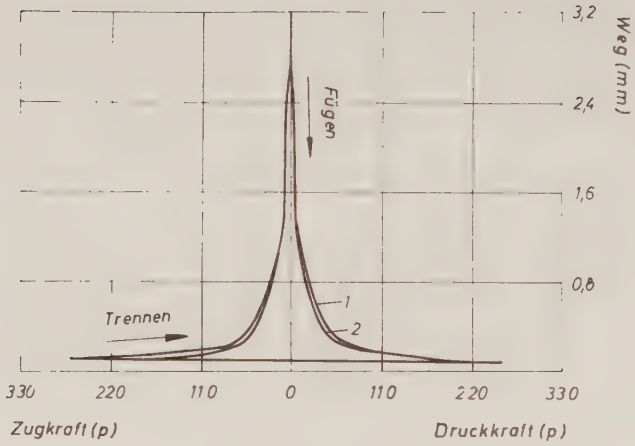


Abb. 33: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ aufgenommen nach 20 und /2/ nach 10000 Belastungen

Teleskop 5 (vgl. Abb. 16, S. 41)

Abb. 34 zeigt das Kraft-Weg-Diagramm für die teleskopierende Hülsenkrone Nr.5 . Der gefräste Teil der Wandung hatte eine Länge von 3,4mm. Eine Reibkraft läßt sich nach 0,8mm Aufschiebweg nachweisen. Die Reibkraft nimmt von diesem Punkt an zunächst mit leicht progressiver Tendenz zu und erreicht in der Schlußphase des Fügens fast sprunghaft ihren Maximalwert. Der Primäranker hat dem entsprechend in seinem koronalen Bereich eine konische Fräsform, die dann in einen weitgehend parallelwandigen Bereich übergeht, in dem Primär- und Sekundäranker teleskopieren. Einen weiteren Hinweis auf einen

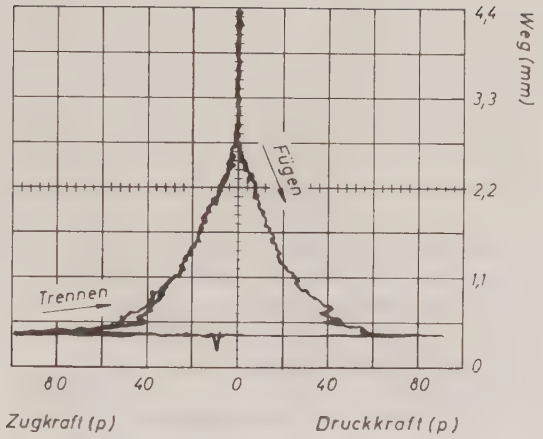


Abb. 34: Kraft-Weg-Diagramm, Originalmeßschrieb aufgenommen nach 30 Belastungen

teleskopierenden Bereich gibt der deutliche Geschwindigkeitseinfluß. In Abb. 35 kann man erkennen, daß sich die Reibkraft nach Öffnen des Sekundärankers um ca. 50% reduziert. Der starke Kraftanstieg zum Schluß der Aufschiebphase sowohl bei geschlossenem als auch bei geöffnetem Sekundäranker weist wieder auf Klemm- und Setzvorgänge in den Übergangsbereichen hin.

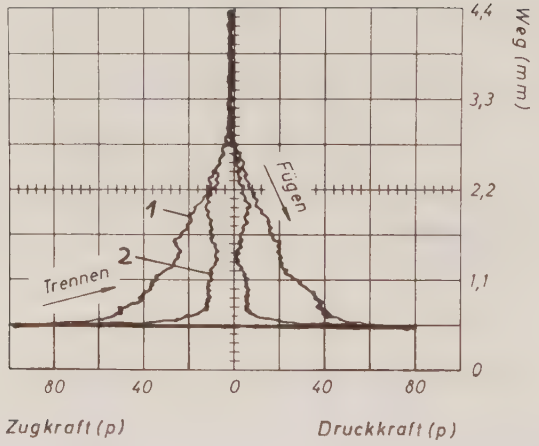


Abb. 35: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ Sekundäranker geschlossen, /2/ Sekundäranker geöffnet

Aus Abb. 36 kann man erkennen, daß sich der Anstieg und Abfall der Reibkraft beim Fügen und Trennen des Ankers während der Dauerverschleißuntersuchung kaum geändert hat. Die Haftkraft verringerte sich ebenfalls nur um 10p. Das bedeutet, daß diese teleskopierende Hülsenkrone 10000 mal Fügen und Trennen verschleißlos ertragen hat.

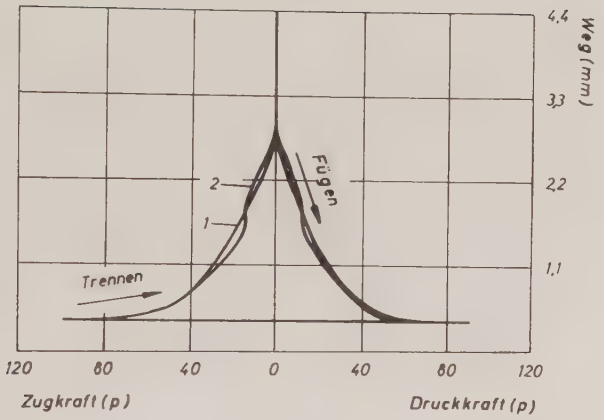


Abb. 36: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ aufgenommen nach 30 und /2/ nach 10000 Belastungen

Teleskop 6 (vgl. Abb. 16, S. 41)

Diese teleskopierende Hülsenkrone weicht hinsichtlich der Fräsform des Primärankers von den anderen untersuchten Teleskopen ab. Schon bei der Montage in die Dauerverschleißmaschine fiel bei der routinemäßigen Kontrolle der horizontalen und vertikalen Auslenkung des Ankers beim Fügen und Trennen (vgl. Punkt 4.1.3.2.) eine verhältnismäßig große Auslenkung von 0,02mm in vertikaler Richtung zur Grundplatte hin auf. Nach Demontage und erneutem Einbau, wobei die Halterung für den Primärnaker (vgl. Punkt 4.1.1.) um 180° gedreht wurde, ergab die Messung wieder eine vertikale Auslenkung

von 0,02mm, jedoch in entgegengesetzter Richtung.

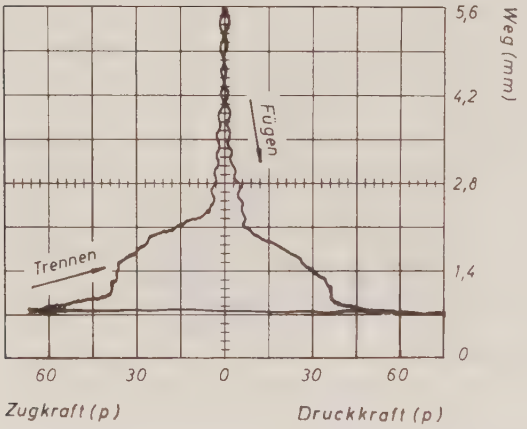


Abb. 37: Kraft-Weg-Diagramm, Originalmeßschrieb aufgenommen nach 20 Belastungen

Das Kraft-Weg-Diagramm in Abb. 37 weist eine deutliche Asymmetrie im Kraftverlauf zwischen der Phase des Fügens und der des Trennens auf. Eine Reibkraft ist mit Beginn des Aufschiebens des Sekundärankers auf den Primäranker nachzuweisen. An einen Bereich mit sehr niedriger Reibkraft zu Anfang des Fügens schließt sich ein Bereich mit sehr starker Zunahme der Reibkraft an. Nach einer anschließenden Phase mit geringer Zunahme erreicht die Reibkraft in der Schlußphase fast sprunghaft ihren Endwert. Der Kraftverlauf mit seiner Asymmetrie zwischen Fügen und Trennen und die unterschiedliche vertikale Auslenkung bei der Montage weisen auf eine nicht achsengerechte Fräsung des Primärankers hin, d.h.: die Achse des Teleskopes ist nicht parallel zur Einschubrichtung der Ver-

suchseinrichtung. Ein weiteres Zeichen für eine nicht achsengerechte Fräsung stellt der starke Kraftanstieg zu Beginn des Fügens dar, der auf einen Zentriervorgang schließen läßt. Eine nicht achsengerechte Fräsung ist bei dem für diese Versuchsreihe gewählten Vorgehen nur möglich, wenn die Halterung für den Primäranker, die auch gleichzeitig als Frässockel dient, in der Fräsmaschine nicht im rechten Winkel zum Fräswerkzeug geführt wurde. Weitere Aussagen zur Fräsform kann man nicht machen, da bei den geringen vorhandenen Kräften die Änderung der Reibkraft zu einem großen Teil vom Zentriervorgang bestimmt wird. Einen Hinweis gibt allerdings der deutlich vorhandene Geschwindigkeitseinfluß (Abb. 38). Das bedeutet, daß der Anker parallelgefräste Wände aufweist.

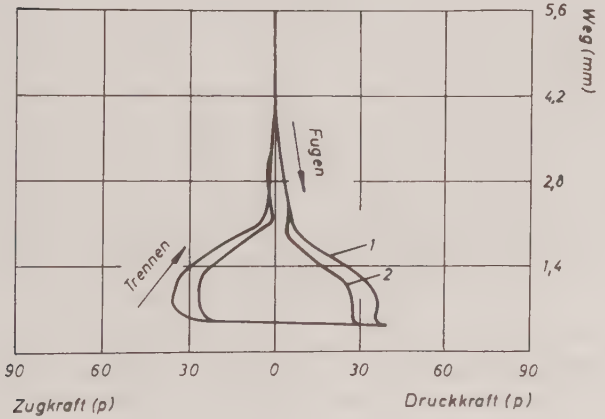


Abb. 38: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ Sekundäranker geschlossen, /2/ Sekundäranker geöffnet

Eine Zusammenstellung der Kraft-Weg-Diagramme, die nach 20, 2000 und 10000 Belastungen aufgenommen worden sind, zeigt

(Abb. 39), daß sich der Kraftverlauf hauptsächlich in der Schlußphase des Fügens bzw. zu Beginn des Trennens im Verlauf des Dauerverschleißversuchs geändert hat. Der sprunghafte Anstieg der Reibkraft in diesem Bereich nimmt mit fortschreitender Versuchsdauer immer mehr ab. Diese Abnahme dürfte in dem Verschleiß des Primärankers im Bereich der Einführungsschräge und in dem Verschleiß der entsprechenden Kontaktstellen des Sekundärankers begründet sein, die durch die Zentriervorgänge besonders stark beansprucht werden. Ein Verschleiß in diesen Bereichen entspricht in seinem Ergebnis einer Nacharbeit an den Stellen, die konische Kontaktbereiche aufweisen können (vgl. Ausführungen unter Teleskop 3).

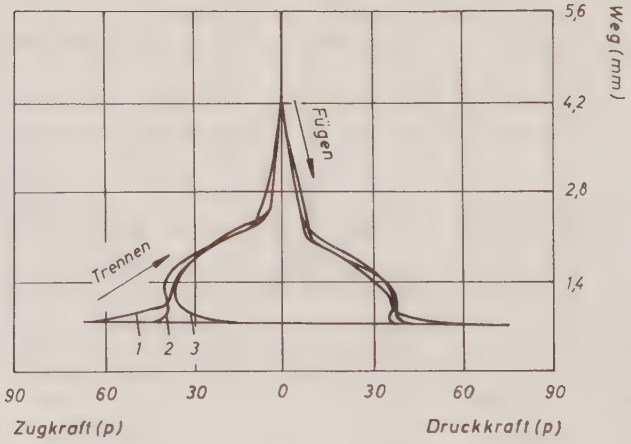


Abb. 39: Kraft-Weg-Diagramm, /1/ aufgenommen nach 20, /2/ nach 2000 und /3/ nach 10000 Belastungen

Haftreibung, Gleitreibung

In einer weiteren Untersuchung wurde versucht, den theoretisch zu erwartenden Unterschied zwischen der Haft- und der Gleitreibung (vgl. Punkt 2.3.) im Kraft-Weg-Diagramm darzustellen. Dazu wurde die teleskopierende Hülsenkrone zusammengeschoben und der Kraftverlauf beim Trennen des Ankers aufgezeichnet. Mit diesem Versuch konnte die Größe der Gleitreibung in jeder Phase des Trennens erfaßt werden. Anschließend wurde der Sekundäranker aus einer nicht vollständig gefügten Position heraus, die Teile wurden um 0,5mm und 1mm getrennt, vom Primäranker abgezogen. Beim Trennen aus diesen Positionen heraus kann man die Größe der Haftkraft an diesen Stellen ermitteln und mit der Größe der Gleitreibung vergleichen, die im Anfang aufgezeichnet worden ist.

Die Abbildungen 40, 41 und 42 zeigen die Ergebnisse dieser Untersuchung, die an den Teleskopen Nr. 3, 4 und 5 durchgeführt wurden. Bei den Teleskopen Nr. 3 und 4 ist kein Unterschied zwischen der Haft- und Gleitreibung zu erkennen. Beim Teleskop Nr. 5 liegt die Haftreibung um ca. 50% niedriger als die entsprechende Gleitreibung. Hier ist jedoch der ausgeprägte Geschwindigkeitseinfluß bei diesem Anker zu berücksichtigen (vgl. Abb. 35), der bei den Teleskopen Nr. 3 und 4 aufgrund ihrer konischen Fräsform nicht vorhanden ist. Der Geschwindigkeitseinfluß verursacht in der Gleitphase eine Erhöhung der Reibkraft um etwa die Hälfte.
Zum Vergleich der Haftreibung, bei der ja keine Relativgeschwindigkeit zwischen den Teilen und damit kein Geschwindigkeitseinfluß vorhanden ist, mit der Gleitreibung muß dementsprechend ein Kraft-Weg-Diagramm ohne Geschwindigkeitseinfluß herangezogen werden. In Abb. 42 wurde deshalb das Diagramm, das bei geöffnetem Sekundäranker ermittelt wurde, gestrichelt mit dargestellt. Man erkennt, das bezüglich dieses Kraftverlaufes auch kein Unterschied zwischen der Haft- und der Gleitreibung festzustellen ist. Die Ursache für den fehlenden

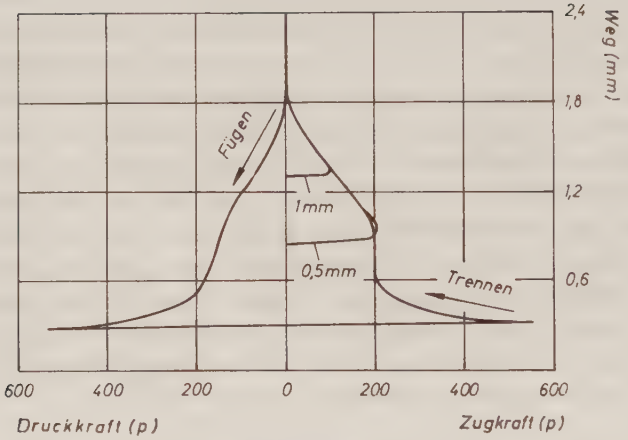


Abb. 40: Gegenüberstellung von Haftkraft und Reibkraft der Gleitphase, aufgenommen beim Trennen von Teleskop Nr.3 aus zwei nicht ganz gefügten Positionen heraus

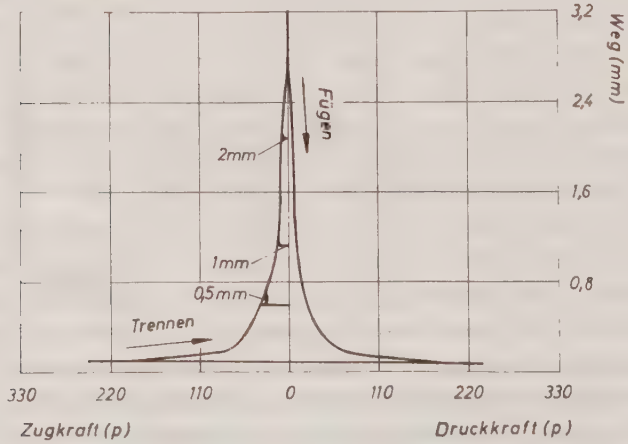


Abb. 41: Gegenüberstellung von Haftkraft und Reibkraft der Gleitphase, aufgenommen beim Trennen von Teleskop Nr.4 aus drei nicht ganz gefügten Positionen heraus

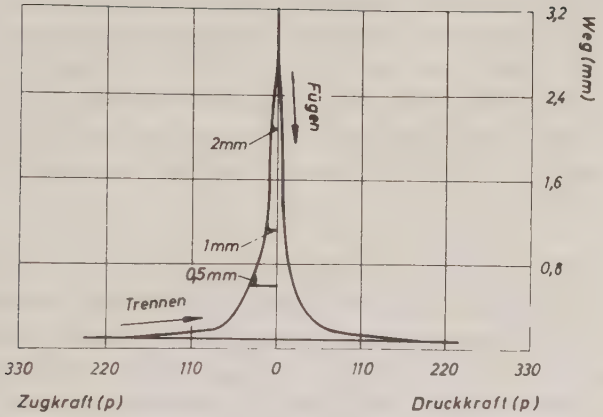


Abb. 42: Gegenüberstellung von Haftkraft und Reibkraft der Gleitphase, aufgenommen beim Trennen von Teleskop Nr. 5 aus zwei nicht ganz gefügten Positionen heraus

Unterschied zwischen der Haft- und der Gleitreibung ist in der im Vergleich zur Technik niedrigen Flächenpressung und in der Duktilität des Werkstoffes Gold zu sehen. Dadurch liegt die Elastizitätsgrenze des "dritten Körpers" (vgl. Punkt 2.2., Abb. 1) relativ niedrig, so daß frühzeitig ein Fließen ohne deutlichen Übergang einsetzen kann.

Diskussion der Versuchsergebnisse

Anhand der Kraft-Zeit bzw. der Kraft-Weg-Diagramme wurde gezeigt, daß von 6 in einem renommierten zahntechnischen Laboratorium gefertigten teleskopierenden Hülsenkronen 5 hinsichtlich der Fräsform des Primärankers nicht befriedigen konnten. Allein Teleskop Nr. 5 kann -allerdings auch nur mit Einschränkungen- akzeptiert werden. Signifikante Unterschiede

hinsichtlich der Güte ihrer Fräsform ließen sich zwischen den Ankern mit unterschiedlicher Fräsung im zervikalen Bereich nicht feststellen. Auffallend ist allerdings, daß gerade die beiden teleskopierenden Hülsenkronen mit einer nach zervikal parallel auslaufenden Fräsung eine unter sich gehende Fräsform aufwiesen, wohingegen alle anderen Teleskope leicht konisch gefräst waren. Aufgrund der zu geringen Anzahl von Proben kann man hieraus jedoch keine verallgemeinernde Schlüsse ziehen.

Nach dem Ergebnis dieser Untersuchung erscheint es jedoch notwendig, bei der Herstellung eines teleskopierenden Ankers nach dem Fräsen und Polieren des Primärankers zu kontrollieren, ob auch eine parallelwandige und achsengerechte Fräsform erreicht worden ist. Hierzu könnte eine Prüfvorrichtung dienen, die wie ein Parallelometer aufgebaut ist und zusätzlich eine Lichtquelle besitzt, die einen scharf gebündelten Lichtstrahl erzeugt. Statt des bei Parallelometern üblichen Spannfutters sollte in der Prüfvorrichtung ein konischer Klemmsitz zur Aufnahme des Meßwerkzeuges dienen, um eine erhöhte Genauigkeit erreichen zu können. Als Meßwerkzeug wird ein kleines mit großer Genauigkeit gefertigtes H-Lineal verwendet. Die scharfe Meßkante des H-Lineals, die einen rechten Winkel mit dem Aufnahmetisch bildet, wird an die gefräste Wand des teleskopierenden Ankers gelegt, der mit seinem Frässockel auf dem Aufnahmetisch steht. Die Berührungslinie zwischen Anker und Prüf-Lineal wird mit Hilfe des gebündelten Lichtstrahles abgetastet, so daß im Gegenlicht jede Abweichung größer 1/µm von der idealen geometrischen Gestalt als Spalt zwischen Prüf-Lineal und Anker sichtbar wird.
Da die Prüfapparatur einfach und schnell zu handhaben ist, ist es auch dem Zahnarzt möglich, die Fräsung der Primäranker zu kontrollieren, wenn zusätzlich das Fräsmodell aus dem Laboratorium mitgeliefert wird.

Aus den Kraft-Weg-Diagrammen der Teleskope Nr. 2-6 ist zu ersehen, daß trotz unexakter Fräsung der Primäranker immer noch eine Reibkraft über einen bestimmten Weg nachzuweisen ist, daß also im physikalischen Sinn Arbeit zum Fügen und Trennen teleskopierender Anker nötig ist. Dies stellt einen großen Vorteil des Teleskopsystems gegenüber anderen Halte- und Stützelementen wie Druckknopfankern oder Konuskronen dar, bei denen die Reibkraft nur über einen kurzen Weg vorhanden ist. Dieser Vorteil des Teleskopsystems ist zum einen darin begründet, daß es aufgrund der Fertigungsungenauigkeiten gerade bei umfangreichen Teilprothesen mit einer größeren Anzahl von Halte- und Stützelementen kaum möglich erscheint, daß bei eingesetzter Teilprothese alle Anker vollständig gefügt sind. Meist werden im unbelasteten Zustand entsprechend einer statisch bestimmten Abstützung nur 3 Anker vollständig gefügt sein, während die anderen noch durch einen geringen Abstand von ihrer Endlage getrennt sind. Das bedeutet für eine umfangreiche Teilprothese mit z.B. Konuskronen als Halte- und Stützelementen, bei denen eine Reibkraft nur über einen sehr kurzen Weg vorhanden ist, daß hier unter Umständen ein Teil der Halte- und Stützelemente kaum noch oder gar nicht mehr wirksam wird. Diese Probleme treten durch die Charakteristik der kraftschlüssigen Verbindung beim Teleskopsystem nicht auf.

Weiterhin erscheint es bei der Verwendung teleskopierender Anker als Halte- und Stützelemente vorteilhaft, daß bei einer Belastung, die größer als die Haftkraft ist, die Anker nicht sofort vollständig gelöst sind. Vielmehr muß eine abziehende Kraft längs eines bestimmten Weges wirken, um das Retentionsvermögen teleskopierender Anker zu überwinden. Daraus resultiert bei gleicher Haftkraft gegenüber anderen kraftschlüssigen Halte- und Stützelementen ein größeres Widerstandsvermögen vor allem gegenüber kurzzeitig angreifenden Kräften, so daß eine erhöhte Sicherheit gegenüber einem plötzlichen, unbeabsichtigten Lösen der Teilprothese gegeben ist.

Die Arbeit zum Trennen von Ankern stellt nach G. Sauer (21) neben der Haftkraft ein weiteres Kriterium zur Beurteilung kraftschlüssiger Halte- und Stützelemente dar. In Abb. 43

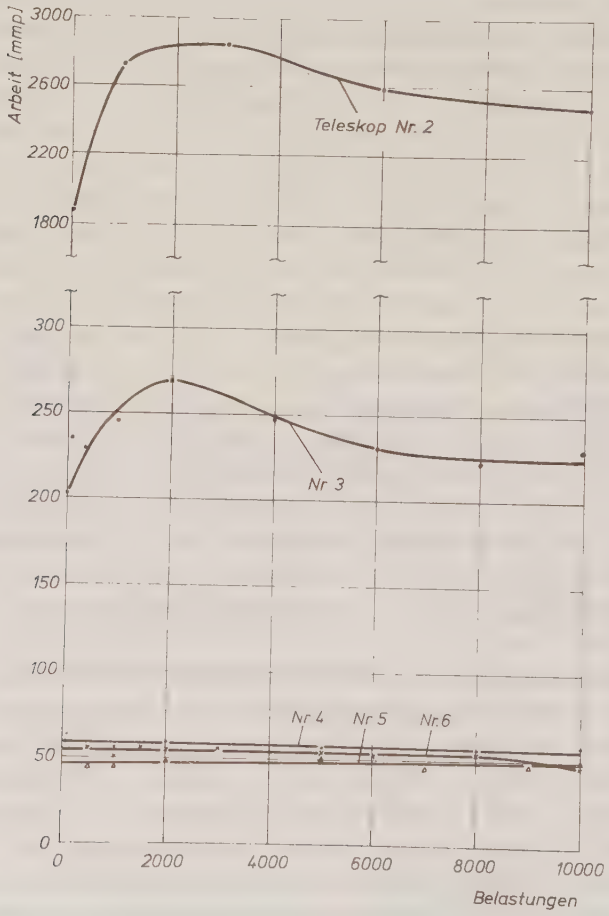


Abb. 43: Arbeit zum Trennen eines Teleskopes in Abhängigkeit von der Anzahl der Belastungen

wurde die Änderung der Arbeit zum Trennen der Teleskope Nr. 2-6 in Abhängigkeit von der Anzahl der Belastungen während des Dauerverschleißversuches dargestellt. Dazu wurde die

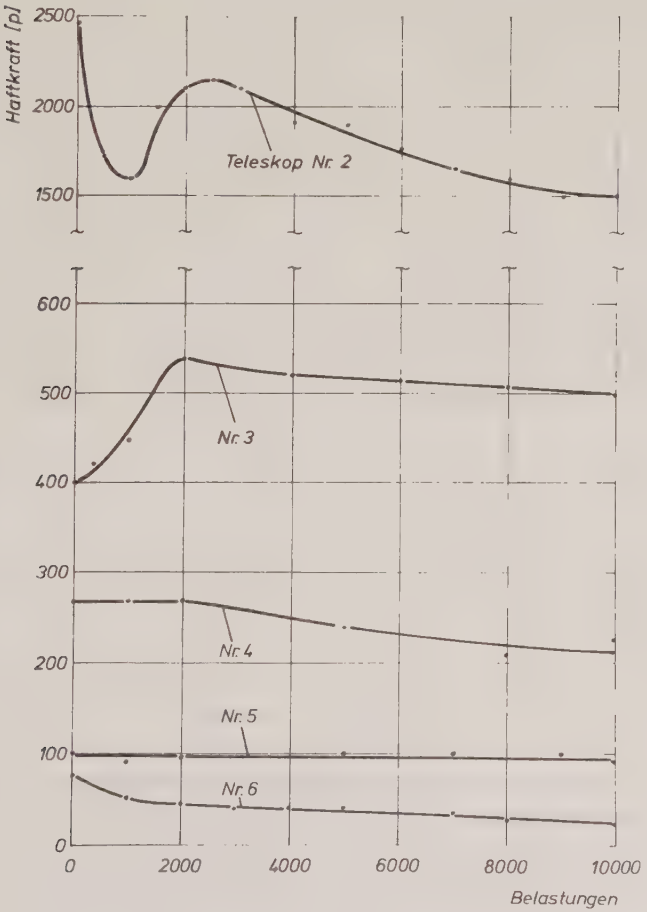


Abb. 44: Haftkraft in Abhängigkeit von der Anzahl der Belastungen

Fläche, die von der O-Achse der Kraftkoordinate und dem Kurvenzug beim Trennen eines Ankers begrenzt wird, mit einem magnetostriktiven Planimeter ausgemessen. Die Größe dieser Fläche entspricht unter Berücksichtigung des Darstellungsmaßstabes direkt der Arbeit zum Trennen eines Ankers. Man erkennt, daß sich das Retentionsvermögen der Teleskope Nr. 4-6 nur sehr wenig geändert hat. d.h.: Die Teleskope haben den Dauerverschleißversuch ohne Funktionsverlust ertragen. Bei den Teleskopen Nr. 2 und 3 nimmt das Retentionsvermögen zuerst zu und fällt dann langsam wieder etwas ab. Die Zunahme des Retentionsvermögens wird durch eine Vergrößerung der Reibkraft in der Gleitphase (vgl. Abb. 25,26,30) zu Beginn des Dauerverschleißversuches verursacht. Eine Erklärung für den Anstieg der Reibkraft in der Gleitphase kann nicht gegeben werden. Eine Ursache könnte eine Verfestigung der Oberflächen durch die bei diesen Ankern auftretende höhere Beanspruchung sein. Eine Verfestigung der Oberflächen bei höherer Beanspruchung wird dadurch begünstigt, daß die Innenfläche des Sekundärankers eine gestrahlte Oberfläche aufweist. Durch diese Oberflächenbehandlung werden die vorhandenen Grate und Spitzen durch Verformung eingeebnet. Die einzelnen Kontaktstellen werden großflächiger, so daß sie die auftretende Beanspruchung zunächst verschleißfrei ertragen können.

Die Haftkraft, die bisher fast ausschließlich als Kriterium zur Beurteilung kraftschlüssiger Halte- und Stützelemente für die Teilprothese diente, wurde in Abb. 44 in Abhängigkeit von der Anzahl der Belastungen für die Teleskope Nr. 2-6 dargestellt. Zunächst fällt auf, daß die Größe der Haftkraft der einzelnen Teleskope erheblich differiert. Teleskop Nr. 2 weist eine zu große Haftkraft auf, wohingegen die Haftkraft der Teleskope Nr 5 und 6 sehr niedrig liegt.

Ähnlich wie die Größe der Haftkraft zu Beginn der Versuchsdurchführung ist auch die Änderung der Haftkraft während des

Dauerverschleißversuches bei den einzelnen Teleskopen sehr unterschiedlich. Teleskop Nr. 2 zeigt zunächst eine starke Abnahme der Haftkraft, anschließend wieder eine Erholung bevor die Haftkraft sich dann kontinuierlich bis zum Versuchsende verringert. Entsprechend der Ermüdungstheorie schließt sich an eine Phase hohen Verschleißes zu Beginn des Versuches eine Phase relativer Verschleißarmut an. In dieser Phase relativer Verschleißarmut nimmt die Haftkraft vermutlich durch Verfestigung der Oberflächenschichten zu. Anschließend setzt wieder eine Phase höheren Verschleißes ein. Teleskop Nr. 3 zeigt zunächst in einer Phase relativer Verschleißarmut einen Anstieg der Haftkraft. Nachdem die Haftkraft nach 2000 Belastungen ihren größten Wert erreicht hat, fällt sie bis zum Versuchsende nur wenig ab. Die Änderung der Haftkraft bei den Teleskopen Nr. 4-6 ist durch eine kontinuierliche Abnahme gekennzeichnet, wobei die Haftkraft des Teleskopes Nr. 6 auf nur 40% vom Ausgangswert absinkt.

Bei der Beurteilung der Änderung der Haftkraft während des Dauerverschleißversuches muß man allerdings berücksichtigen, daß die Haftkraft teilweise durch Klemm- und Setzvorgänge in der Schlußphase des Aufschiebens mit verursacht wird, so daß die vor allem bei den Teleskopen Nr. 2 und 3 zu Beginn des Dauerverschleißversuches aufgezeigten Änderungen der Haftkraft nicht als typisch für teleskopierende Anker angesehen werden können. Betrachtet man jedoch beide Beurteilungskriterien, die Haftkraft und die Arbeit zum Trennen des Ankers, zusammen, so kann man feststellen, daß alle Anker trotz Unzulänglichkeiten in der Geometrie ihrer Fräsung 10000 mal Fügen und Trennen, das entspricht einer Tragezeit von ca. 10 Jahren, ohne Einbuße ihrer Funktion ertragen haben. Dieses Versuchsergebnis steht damit auch im Einklang mit Untersuchungen von H. Böttger (4), wonach Teleskopprothesen auch nach 20 jähriger Tragezeit noch eine einwandfreie Funktion aufweisen.

5. Diskussion der Untersuchungsmethode

Zur Durchführung von Verschleißuntersuchungen hat man nach K.H. Habig (13) die Wahl zwischen Betriebs-, Bauteil- und Modellverschleißprüfungen. Modellverschleißprüfungen sind dadurch gekennzeichnet, daß man mit Modellprüfkörpern, die eine einfache geometrische Form haben, in einfachen Versuchseinrichtungen den Einfluß einzelner Parameter auf den Verschleiß erfassen kann. Eine Erfassung der Formeigenschaften, die für die Funktion der Anker des Teleskopsystems eine wesentliche Bedeutung haben, ist bei Modellverschleißprüfungen nicht möglich. Daher wurde für die Untersuchung der teleskopierenden Hülsenkronen eine Bauteil-Verschleißprüfung durchgeführt. Beide Prüfverfahren, sowohl die Modellverschleißprüfung als auch die Bauteil-Verschleißprüfung sind mit dem Problem behaftet, inwieweit die Versuchsbedingungen das reale Beanspruchungskollektiv simulieren, d.h., inwieweit die Versuchsergebnisse auf den praktischen Einsatz übertragbar sind.

Die für die Bauteil-Verschleißprüfung gewählten Versuchsbedingungen weichen in einigen Punkten vom realen Beanspruchungskollektiv ab:

1. Die Untersuchungen wurden ohne dauernde Speichelbenetzung der Anker durchgeführt, um den versuchstechnischen Aufwand zu begrenzen. Wie die Messungen bei einer probeweisen Benetzung eines Ankers zeigten (vgl. unter Teleskop Nr. 1), führt Speichel, der als Schmiermittel verschleißmindernd wirkt, nicht zu einer Verringerung der Reibkräfte. Vielmehr nimmt das Retentionsvermögen gegenüber kurzzeitig wirkenden Kräften sogar zu. Eine Verringerung der in den Untersuchungen ermittelten Reibkräfte und der Arbeit zum Trennen der Anker ist deshalb nicht zu erwarten.
2. Es wurde nur jeweils eine teleskopierende Hülsenkrone untersucht, wohingegen bei einer Teilprothese meistens meh-

rere teleskopierende Anker als Halte- und Stützelemente dienen. Eine Beschränkung auf die Prüfung einzelner Anker erschien nötig, da bei der Untersuchung eines Verbundes von mehreren Ankern nur die Eigenschaften der gesamten Konstruktion erfaßt werden können. Zu den Eigenschaften der einzelnen teleskopierenden Prothesenankern lassen sich sonst keine Aussagen machen.

3. Die Anker wurden in der Versuchseinrichtung entsprechend der vorgegebenen Einschubrichtung exakt geradlinig gefügt und getrennt. In der Praxis wird ein Patient jedoch nicht in der Lage sein, beim Einsetzen und Herausnehmen seiner Teleskopprothese diese geradlinige Bewegung nachzuvollziehen. Vielmehr wird eine Teleskopprothese meistens durch wechselseitiges Drücken an zwei Stellen von ihren Primärankern getrennt, so daß sich eine schaukelnde Bewegung ergibt. Eine Reproduktion dieses Bewegungsablaufes ist versuchstechnisch recht kompliziert und hat dazu den Nachteil, daß die Untersuchungsergebnisse zu sehr von dem gewählten Bewegungsablauf abhängig werden und damit nicht mehr vergleichbar sind.

Labormäßige Verschleißprüfungen, wie z.B. die durchgeführte Bauteil-Verschleißprüfung der teleskopierenden Hülsenkronen, erlauben eine Untersuchung und Überprüfung des Verschleißes und der Formeigenschaften bewährter tribologischer Systeme, wie es das Teleskopsystem darstellt. Weiterhin ist es möglich, anhand der vorgestellten Bauteil-Verschleißprüfung eine Vorauswahl von Lösungsmöglichkeiten zur Optimierung des Teleskopsystems sowohl hinsichtlich der Fräsform des Primärankers als auch hinsichtlich der Verwendung neuer Werkstoffe zu treffen.

Eine endgültige Entscheidung über die Bewährung von Veränderungen kann aber nur im Betrieb erfolgen, "weil nur dort das reale Beanspruchungskollektiv wirksam ist und externe, zu-

meist unbekannte Einflußgrößen einbezogen werden. Den Betriebs-Verschleißprüfungen stehen aber der Nachteil der langen Prüfzeiten, der schwierigen meßtechnischen Erfassung der für den Verschleiß wichtigen Größen und damit zusammenhängend die hohen Kosten entgegen" (K.H. Habig (13)), weshalb vorbereitende und/oder begleitende Untersuchungen im Laborversuch immer nötig und sinnvoll sind.

6. Zusammenfassung

Zur Untersuchung teleskopierender Hülsenkronen im Dauerverschleißversuch wurde eine Versuchseinrichtung konzipiert, die die Anforderungen bei der Untersuchung teleskopierender Anker besonders berücksichtigte. Damit war es möglich, die Änderung der Reibkraft beim Fügen und Trennen teleskopierender Anker in Form von Kraft-Zeit bzw. Kraft-Weg-Diagrammen kontinuierlich aufzuzeichnen. Es wurde gezeigt, wie man anhand der Kraft-Weg-Diagramme auf die Geometrie der Fräsung der Primäranker rückschließen kann.

Die Untersuchung von 6 in einem renommierten zahntechnischen Laboratorium routinemäßig aus der Goldlegierung Degulor M hergestellten teleskopierenden Hülsenkronen zeigte, daß nur bei einer teleskopierenden Hülsenkrone die Fräsform des Primärnakers mit Einschränkungen akzeptiert werden konnte. Dieses Ergebnis verdeutlicht, daß eine Kontrolle der Parallelität der Fräsung des Primärankers vor der Herstellung des Sekundärankers nötig ist. Dazu wurde eine Prüfvorrichtung vorgeschlagen, die auf einem für die Herstellung teleskopierender Prothesenanker verwendeten Parallelometer basiert. Damit ist es sowohl dem Zahntechniker als auch dem Zahnarzt möglich, die Parallelität der hergestellten Primäranker auf einfache Weise zu kontrollieren.

Als zweites Kriterium zur Beurteilung des Verhaltens teleskopierender Anker im Dauerverschleißversuch wurde neben der Haftkraft die Arbeit zum Trennen eines Ankers herangezogen. Eine kontinuierliche Aufzeichnung der Meßsignale erlaubte sowohl Veränderungen der Haftkraft als auch der Arbeit zu jedem Zeitpunkt des Dauerverschleißversuches festzustellen. Ein Unterschied zwischen der Größe der Haftreibung und der Größe der Gleitreibung konnte nicht festgestellt werden.

Die Untersuchung ergab, daß alle teleskopierenden Hülsenkronen trotz einiger Unzulänglichkeiten in der Fräsform des Primärankers den Dauerverschleißversuch ohne Beeinträchtigung ihrer Funktion überstanden haben.

Literaturverzeichnis

1. Böttger, H.: Das Teleskopsystem in der zahnärztlichen Praxis
3. Auflage
Joh. Ambr. Barth Verlag, Leipzig 1969

2. Böttger, H.,Gründler, H.: Die Praxis des Teleskopsystems
2. Auflage
Verlag neuer Merkur, München 1978

3. Böttger, H.: Die prothetische Versorgung des Lückengebisses mit Teleskopprothesen
Zahnärztl. Rdsch. 62, 512 (1953)

4. Böttger, H.: Langjährige Erfahrungen mit dem Teleskopsystem und der heutige Stand der Teleskoptechnik
Österreichische Zeitschr. f. Stomatol. 66, 163 (1969)

5. Böttger, H., Häupl, K., Kirsten, H.: Zahnärztliche Prothetik, Bd. 1+2
2. Auflage
Joh. Ambr. Barth Verlag, Leipzig 1961

6. Böttger, H.: Das Teleskopsystem in der zahnärztlichen Praxis. Europäische Prothetik heute.
Verlag die Quintessaz, Berlin 1977

7. Böttger, H.: Zur Frage der Friktion teleskopierender Anker
Zahnärztliche Praxis 29, 347 (1978)

8. Bowden, F.P., Tabor, D.: The friktion and lubrication of solids
Clarendon Press, Oxford 1964

9. Dolder, E.: Steg - Prothetik
4. Auflage
Dr. Alfred Hüthig Verlag, Heidelberg 1974

10. Drummer, R.V.: Pertometrische und elektronenmikroskopische Untersuchungen von Teleskop- und Konuskronen in Bezug auf ihre Friktion
Med. Diss. Düsseldorf 1977

11. Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau
13. Auflage
Springer Verlag, Berlin 1970

12. Geginat, K.: Untersuchung der Abzugskräfte an Teleskopierenden Ankern
Med. Diss. Düsseldorf 1978

13. Habig, K.H.: Verschleiß und Härte von Werkstoffen
Carl Hanser Verlag, München 1980

14. Haug, A.: Elektronisches Messen mechanischer Größen
Carl Hanser Verlag, München 1980

15. Jüttemann, H.: Grundlagen des elektrischen Messens nichtelektrischer Größen
VDI - Verlag, Düsseldorf 1974

16. Körber, K.H.: Konuskrone - Teleskope
3. Auflage
Dr. Alfred Hüthig Verlag, Heidelberg 1973

17. Körber, K.H.: Konuskronen - ein physikalisch definiertes Teleskopsystem
Dtsch. Zahnärztl. Z. 6, 619, (1968)

18. Kragelski, I.W.: Reibung und Verschleiß
Carl Hanser Verlag, München 1971

19. Kragelski, I.W.: Eine molekular mechanische Theorie der Reibung
Sammelbd. Reibung und Verschleiß in Maschinen, Teil 3, Moskau 1949

20. Lehmann, K.: Untersuchung über die Haftkraft von Verbindungselementen mit "aktiver" Haltefunktion
Dtsch. Zahnärztl. Zeitschr. 26, 764, (1971)

21. Sauer, G.: Vergleichende Untersuchung der gebräuchlichsten prothetischen Hilfsteile
Dtsch. Zahnärztl. Zeitschr. 31, 542, (1976)

22. Schwickerath, H.: Werkstoffe in der Zahnheilkunde
Verlag die Quintessenz, Berlin 1977

23. Tsuru, H., Takemoto, A., Seo, T.: Teleskopprothese - Clinic and Dental Laboratory
Ishiyaku shuppan Co Ltd. 1981
private Übersetzung aus dem Japanischen

DIN 4760 Begriffe für die Gestalt von Oberflächen
Beuth Verlag, Berlin 1960

DIN 50281 — Reibung in Lagerungen - Begriffe, Arten, Zustände, physikalische Größen
Beuth Verlag, Berlin 1977

DIN 50320 — Verschleiß - Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes
Beuth Verlag, Berlin im Druck

Lebenslauf

Martin Röper
geb. am 5. Mai 1952 in Münster
Eltern: Dr. Carl Röper und Ehefrau Gretl
geb. Schröder

1958	Einschulung in die katholische Volksschule St. Laurentius in Essen-Steele
1962	Übergang auf das städtische Carl-Humann-Gymnasium in Essen-Steele
1970	Abitur (naturwissenschaftlicher Zweig)
1970	Aufnahme des Studiums des Maschinenbaus an der RWTH Aachen
1975	Diplom-Hauptprüfung Fachrichtung: Maschinenbau (Fertigungstechnik)
1975	wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen
1975	Projektingenieur bei der Diehl KG Zweigwerk Remscheid
1977	Aufnahme des Studiums der Zahnmedizin an der Universität zu Köln
1979	Wechsel an die Universität Düsseldorf
1982	Meldung zum Staatsexamen an der Universität Düsseldorf